



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE CHASSI DE VEÍCULOS
AUTOMOTIVOS**

**Autor: Daniel Canongia Furtado
Orientadora: Suzana Moreira Avila**

**Brasília, DF
2013**



DANIEL CANONGIA FURTADO

ANÁLISE ESTRUTURAL DE CHASSI DE VEÍCULOS AUTOMOTIVOS

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Suzana Moreira Avila D.Sc

**Brasília, DF
2013**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Furtado, Daniel Canongia.

Análise Estrutural de Chassi de Veículos Automotivos /
Daniel Canongia Furtado. Brasília: UnB, 2013. 88 p. : il. ;
29,5 cm.

Monografia (Bacharel em Engenharia Automotiva) –
Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2013. Orientação: Suzana
Moreira Avila.

1. Chassis. 2. Análise estática. 3. Análise dinâmica I. Ávila,
Suzana. II. Análise Estrutural de Chassi de Veículos
Automotivos.

CDU Classificação



ANÁLISE ESTRUTURAL DE CHASSI DE VEÍCULOS AUTOMOTIVOS

Daniel Canongia Furtado

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 11/12/2013 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. D.Sc: Suzana Moreira Avila, UnB/ FGA
Orientador

Prof. D.Sc.: Maria Alzira de Araújo Nunes, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. D.Sc.: Maura Angélica Milfont Shzu, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2013

RESUMO

Os chassis estão incorporados aos sistemas mecânicos veiculares sendo definidos como a estrutura principal de um automóvel, pois nele são acoplados todos os sistemas do veículo, como por exemplo, a suspensão. Os esforços impostos pela suspensão são do tipo dinâmico e decorrem das irregularidades da pista. O presente trabalho objetiva simular o comportamento estático e dinâmico de um chassi de caminhão tipo escada. É importante a realização dessas análises para obter conhecimento de como a estrutura se comportará quando trafegar sobre as rodovias brasileiras, que estão em péssimo estado de conservação. A modelagem por elementos finitos apresenta-se hoje como uma ferramenta indispensável para simular o comportamento da estrutura. Portanto, tal modelagem por elementos finitos será aplicada neste trabalho de conclusão de curso, por meio da simulação do chassi de caminhão modelo Cargo C-816, com o software ANSYS. Uma análise comparativa com diferentes tipos de elementos da biblioteca do ANSYS é realizada, sendo possível dessa forma, realizar uma análise dinâmica mais completa, abrangendo análises modal, harmônica e transiente.

Palavras-chave: Chassis tipo escada. Análise Estática. Análise Modal. Análise harmônica. Análise transiente.

ABSTRACT

The frames are built into mechanical vehicular defined as being the main structure of an automobile, because it is coupled all vehicle systems, such as the suspension. The loads imposed on the automobile suspension are the dynamic type, and result of the irregularities of the track car. This paper aims to simulate the static and dynamic behavior of the truck's ladder frame. Is important to conduct these analyzes to obtain knowledge of how the structure will behave when they travel on Brazilian roads, which are in disrepair. The finite element modeling is presented today as an indispensable tool to simulate the behavior of the structure. Therefore, such finite element modeling is applied in this study for course conclusion, through the simulation model frame Role C-816, with the ANSYS software. A comparative analysis with different element types of ANSYS library is performed, and can thus perform a more complete dynamic analysis, including modal, harmonic and transient analysis.

Keywords: Ladder frames. Static analysis. Modal analysis. Harmonic analysis, Transient analysis.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Coordenadas fixas do veículo, Gillespie (1992)	5
Figura 2 – Exemplo chassi tipo escada, Parreira (2009)	6
Figura 3 – Exemplo chassi monobloco, Barata (2012)	7
Figura 4 – Exemplo chassi coluna vertebral, Costa (2001)	8
Figura 5 – Exemplo chassi spaceframe, Robinson (2013)	9
Figura 6 – Elemento de viga tipo Beam4, ANSYS Tutorials (2011)	15
Figura 7 – Elemento de viga tipo Beam44, ANSYS Tutorials (2011)	15
Figura 8 – Elemento de viga tipo Beam189, ANSYS Tutorials (2011)	16
Figura 9 – Elemento de sólido tipo Solid92, ANSYS Tutorials (2011)	16
Figura 10 – Tabela de aplicação de Referência, Implementador (2013)	17
Figura 11 – Perfil de secção – Linha Cargo, Implementador (2013)	18
Figura 12 – Desenho técnico linha Cargo C-816, Implementador (2013)	18
Figura 13 – Desenho técnico linha Cargo C-815, Implementador (2011)	19
Figura 14 – Modelagem no ANSYS de uma viga engastada livre	20
Figura 15 – Deformação da viga engastada	20
Figura 16 – Carregamento distribuído em uma longarina	21
Figura 17 – Vista lateral geometria modelada	22
Figura 18 – Vista superior geometria modelada	22
Figura 19 – Deslocamento elemento Beam4	23
Figura 20 – Deslocamento elemento Beam44	23
Figura 21 – Deslocamento elemento Beam189	23
Figura 22 – Deslocamento elemento Solid92	23
Figura 23 – Tensões máximas Beam4	24
Figura 24 – Tensões máximas Beam44	24
Figura 25 – Tensões de von Mises Beam189	24
Figura 26 – Tensões de von Mises Solid92	24
Figura 27 – 1° modo Beam189	26
Figura 28 – 1° modo Solid92	26
Figura 29 – 2° modo Beam189	27
Figura 30 – 2° modo Solid92	27
Figura 29 – 3° modo Beam189	27
Figura 30 – 3° modo Solid92	27
Figura 31 – 4° modo Beam189	27
Figura 32 – 4° modo Solid92	27
Figura 33 – 5° modo Beam189	28
Figura 34 – 5° modo Solid92	28
Figura 35 – 6° modo Beam189	28
Figura 36 – 6° modo Solid92	28
Figura 37 – Carregamento harmônico	32
Figura 38 – Geometria em Solid92 vista lateral	33
Figura 39 – Geometria em Solid92 vista isométrica	33
Figura 40 – Análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 1	35
Figura 41 – Análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 2333	35
Figura 42 – Análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 48	36
Figura 43 – Análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 6804	36
Figura 44 – Análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 126	37
Figura 45 – Análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 5421	37

Figura 46 – Análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 394 (motorista)	38
Figura 47 – Análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 14129 (motorista)	38
Figura 48 – Resumo análise harmônica Beam189	39
Figura 49 – Resumo análise harmônica Solid92	39
Figura 50 – Gráfico ampliado da análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 1	40
Figura 51 – Gráfico ampliado da análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 2333	41
Figura 52 – Gráfico ampliado da análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 48	41
Figura 53 – Gráfico ampliado da análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 6804	42
Figura 54 – Gráfico ampliado da análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 126	42
Figura 55 – Gráfico ampliado da análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 5421	43
Figura 56 – Gráfico ampliado da análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 394 (motorista)	43
Figura 57 – Gráfico ampliado da análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 14129 (motorista)	44
Figura 58 – Gráfico ampliado da análise harmônica Beam189	44
Figura 59 – Gráfico ampliado da análise harmônica Solid92	45
Figura 60 – Modos de vibração correspondentes às frequências de 1,02 Hz e 5,8 Hz	45
Figura 61 – Impulso degrau aplicado nas rodas dianteiras	47
Figura 62 – Impulso degrau aplicado nas rodas traseiras	47
Figura 63 – Análise transiente Beam189, impulso degrau, deslocamento no nó 1	49
Figura 64 – Análise transiente Beam189, impulso degrau, deslocamento no nó 48	49
Figura 65 – Análise transiente Beam189, impulso degrau, deslocamento no nó 12650	
Figura 66 – Análise transiente Beam189, impulso degrau, deslocamento no nó 394 (motorista)	50
Figura 67 – Força senoidal aplicada nas rodas dianteiras	51
Figura 68 – Força senoidal aplicada nas rodas traseiras	51
Figura 69 – Análise transiente Beam189, força senoidal, deslocamento no nó 1	52
Figura 70 – Análise transiente Beam189, força senoidal, deslocamento no nó 48	53
Figura 71 – Análise transiente Beam189, força senoidal, deslocamento no nó 126..	53
Figura 72 – Análise transiente Beam189, força senoidal, deslocamento no nó 394 (motorista)	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características secção tipo “C” linha Cargo, Adaptado Implementador (2013).....	18
Tabela 2 – Propriedades mecânicas aço LNE 60 e LNE 50, adaptado NBR 6656 ...	19
Tabela 3 – Reações eixo traseiro, dianteiro e dimensões, adaptado Implementador (2013).....	21
Tabela 4 – Resumo dos resultados dos deslocamentos e reações	23
Tabela 5 – Resumo dos resultados das tensões.....	24
Tabela 6 - Frequência com malha de 1, 0.5, 0.1 e 0.05 m	26
Tabela 7 – Amplitudes máximas dos modos de vibração	28
Tabela 8 – Frequências naturais	29
Tabela 9 - Comparação frequências naturais.....	30
Tabela 10 - Parâmetros físicos utilizados, Zehsaz et al (2009)	31
Tabela 11 - Dimensões quebra-molas TIPO I E II, Resolução CONTRAN 39/98	33
Tabela 12 – Numeração dos nós utilizados.....	34
Tabela 13 - Frequências naturais da modelagem do chassi com restrições	34
Tabela 14 - Resultados análise harmônica	46
Tabela 15 - Valores de tempo impulso degrau.....	48
Tabela 16 - Resultados análise transiente impulso degrau	51
Tabela 17 - Valores de tempo força senoidal	52
Tabela 18 - Resultados análise transiente impulso senoidal.....	54
Tabela 19 - Resultados análise transiente impulso degrau e senoidal.....	55

LISTA DE SÍMBOLOS

σ	Tensão normal
σ_e	Tensão de escoamento
\mathbf{M}	Matriz de massa da estrutura
\mathbf{C}	Matriz de amortecimento da estrutura
\mathbf{K}	Matriz de rigidez da estrutura
\mathbf{x}	Vetor de deslocamentos nodais
$\dot{\mathbf{x}}$	Vetor de velocidades nodais
$\ddot{\mathbf{x}}$	Vetor de acelerações nodais
\mathbf{p}	Vetor de carregamento externo que atua na estrutura
n	Dimensão da matriz
ω	Frequência natural de vibração
$x(\omega)$	Modo de vibração
θ	Ângulo de fase
t	Tempo
T	Período natural de vibração
Φ	Matriz modal da estrutura
$\bar{\mathbf{M}}$	Matriz de massa modal da estrutura
\mathbf{I}	Matriz identidade
$\bar{\mathbf{K}}$	Matriz de massa modal da estrutura
\mathbf{y}	Vetor dos deslocamentos em coordenadas modais
$\dot{\mathbf{y}}$	Vetor das velocidades em coordenadas modais
$\ddot{\mathbf{y}}$	Vetor das acelerações em coordenadas modais
$\bar{\mathbf{C}}$	Matriz de amortecimento modal da estrutura
$\bar{\mathbf{p}}$	Vetor de carregamento modal
M_a	Momento no ponto a
F_y	Força na direção y
q_1	Carregamento distribuído da cabine do caminhão
q_2	Carregamento distribuído da caçamba do caminhão
$()^T$	Transposta da matriz (vetor)

SUMÁRIO

ABSTRACT	vi
LISTA DE ILUSTRAÇÕES	vii
SUMÁRIO	xi
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. OBJETIVO GERAL	3
1.1.1. Objetivos Específicos	3
1.2. METODOLOGIA	3
1.3. DIVISÃO DO TRABALHO	4
2. FUNDAMENTOS TEÓRICO	5
2.1. CHASSI	5
2.1.1. Chassi tipo escada	6
2.1.2. Chassi tipo monobloco	7
2.1.3. Chassi Coluna vertebral	7
2.1.4. Chassi <i>Spaceframe</i>	8
2.2. ANÁLISE ESTÁTICA	9
2.3. ANÁLISE DINÂMICA	10
2.3.1. Análise Modal	10
2.3.2. Análise Harmônica	11
2.3.3. Análise Transiente	12
2.3.3.1. Integração Numérica	12
2.3.3.1. Superposição Modal	12
2.4. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	14
2.5. ANSYS	14
2.5.1. Beam4	15
2.5.2. Beam44	15
2.5.3. Beam189	16
2.5.4. Solid92	16
3. RESULTADOS NUMÉRICOS	17
3.1. MODELO DO CHASSI	17
3.2. ANÁLISE ESTÁTICA	19
3.2.1. Estimativa do carregamento distribuído no chassi	21
3.2.2. Resultados da análise estática	22
3.3. ANÁLISE MODAL	25
3.4. ANÁLISE HARMÔNICA	30
3.5. ANÁLISE TRANSIENTE	46
4. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	56
Bibliografia	58
ANEXOS	61

1. INTRODUÇÃO

O automóvel é uma criação da imaginação e inventividade que vem se desenvolvendo com o passar dos séculos, refletindo assim, uma evolução que ocorreu no mundo inteiro. Sua história começou a ser traçada quando foi utilizada uma roda para auxiliar no transporte de cargas na Índia, há cerca de 4000 anos.

Por volta de 1700, James Watt inventou o motor a vapor, sendo a primeira fonte de força motriz não derivada de uma fonte natural. Na segunda metade do mesmo ano, depois de sofridos alguns aperfeiçoamentos, a nova fonte passou a ser utilizado no âmbito industrial e, a partir dela, foi patenteado o primeiro veículo a motor, que acabou não sendo construído.

Em 1769, Nicolas Joseph, um militar francês formado em engenharia, construiu um triciclo movido a vapor, com o propósito de locomover equipamentos de guerra, esse “trator” militar ficou conhecido como o primeiro veículo de estrada autopropulsado. Por volta de 1800, diversas carruagens a vapor foram desenvolvidas, mas devido a sua baixa capacidade de carga comparada com os trens e ao excesso de peso que os motores a vapor adicionavam aos veículos, não foram mais construídas. (Gillespie,1992)

Segundo Garcia & Brunetti (1992), em 1867, Nicolaus A. Otto inventou e patenteou os motores alternativos a quatro tempos de ignição por centelha, que são chamados de motores Ciclo Otto. Em 1886, Karl Benz criou um triciclo movido à gasolina, que é considerado o primeiro automóvel da história e, por ser uma obra-prima da engenharia, o modelo original pertencente ao Museu de Mercedes-Benz, na Alemanha.

Para o projeto e criação dos chassis dos automóveis, não ocorreu uma mudança significativa até o crescimento das indústrias automotivas, pois, para os engenheiros que projetavam as carruagens, não importava se o veículo que estivessem projetando seria propulsionado por motor a gasolina, elétrico ou a vapor. O seu trabalho seria o mesmo, construir um meio de transporte para as pessoas.

Segundo Casotti e Goldenstein (2008), a indústria automobilística tem enorme relevância na economia mundial, movimentando, até 2008, cerca de US\$ 2,5 trilhões por ano. No Brasil, o PIB industrial de 2011 foi de R\$ 972,1 bilhões, sendo que 18,2% deste valor atribuído à indústria automobilística demonstrando a grande importância desse setor na economia brasileira. (Lervolino, 2012)

Com essa grande relevância na economia, os automóveis têm afetado as transformações dos meios produtivos, se destacando como um dos maiores conjuntos de atividades de negócio no mundo, conduzindo o desenvolvimento e o lançamento de novos produtos, processos e materiais no mercado, servindo de referência para outros setores. (Cardoso e Oliveira, 2010)

Segundo Rocha (2004), o sucesso do desenvolvimento de produtos das empresas automobilísticas, está relacionado com a utilização de novos conceitos e tecnologias, que tornam a atividade de projeto mais eficiente. A utilização de ferramentas computacionais é uma delas, pois, segundo Santos (2007), permite uma redução de custos, de tempo de desenvolvimento e lançamento do produto, sendo possível prever e simular o comportamento dos sistemas mecânicos veiculares.

Segundo Costa (2001), os sistemas mecânicos veiculares são: Motor, Transmissão, Suspensão, Sistema de direção, Freios e Chassi.

O Chassi é definido como a estrutura principal de um automóvel, pois é nele que todos os sistemas do veículo são acoplados. Portanto os chassis devem ser projetados a fim de resistir aos esforços impostos por esses componentes, como por exemplo, pela suspensão. (Soares et al, 2012)

Os esforços impostos pela suspensão são do tipo dinâmico e, dada a crescente exigência dos consumidores por veículos mais seguros, confortáveis e de baixo custo, é de fundamental importância realizar o estudo da dinâmica veicular.

Segundo Freitas (2006), a dinâmica veicular, visa caracterizar, o comportamento do veículo e de seus ocupantes, quando submetidos a excitações. Garbin (2012) divide esse estudo em três subáreas, sendo uma delas a dinâmica vertical, que se preocupa em prever o comportamento do veículo quando sujeitos a deslocamentos e forças que agem na direção perpendicular à via.

Forças estas decorrentes das irregularidades da pista. Batista e Costa (2009) afirmaram que o transporte rodoviário possui a maior participação de transportes de cargas no Brasil, com 61,1% o que corresponde a 485,6 bilhões de toneladas por quilômetros útil. É importante a realização das análises estáticas e dinâmicas do chassi de caminhões para conhecimento de como a estrutura se comportará quando trafegar sobre as rodovias brasileiras que estão em péssimos estados de conservação.

1.1. OBJETIVO GERAL

O presente trabalho tem por objetivo analisar o comportamento estrutural, dinâmico e estático, de um chassi de caminhão tipo escada através de uma modelagem via elementos finitos utilizando o pacote comercial ANSYS 11.

1.1.1. Objetivos Específicos

1. Modelagem via elementos finitos no software ANSYS de um chassi de caminhão tipo escada com elementos unidimensionais e bidimensionais;
2. Análise comparativa dos resultados de diferentes tipos de elementos da biblioteca do ANSYS: BEAM4, BEAM44, BEAM189 e SOLID92;
3. Estudo de convergência de malha de elementos finitos;
4. Verificação do comportamento estático do chassi;
5. Análise dinâmica do chassi através das análises: modal, harmônica e transiente;
6. Consideração de diferentes perfis de terreno;
7. Inclusão na modelagem do sistema de suspensão e do motorista.

1.2. METODOLOGIA

Etapa 1 – Estudo e compreensão dos fundamentos teóricos e respectivas formulações matemáticas.

Etapa 2 – Definição do modelo de chassi que será simulado.

Etapa 3 – Aperfeiçoamento da utilização do software ANSYS

Etapa 3 – Modelagem do chassi no software ANSYS.

Etapa 4 – Análise Estática via ANSYS.

Etapa 5 – Análise Modal via ANSYS.

Etapa 6 – Análise Harmônica via ANSYS.

Etapa 7 – Análise Transiente via ANSYS.

Etapa 8 – Análise dos resultados obtidos e elaboração das conclusões

Etapa 9 – Redação do texto e defesa.

1.3. DIVISÃO DO TRABALHO

Este trabalho encontra-se assim constituído:

Capítulo 1 – Este capítulo é destinado a introduzir sobre o conteúdo presente no trabalho assim como os objetivos e a metodologia utilizada.

Capítulo 2 – Neste capítulo apresentam-se conceitos a respeito dos principais tipos de estruturas veiculares e também são abordados conceitos sobre análise estática e dinâmica, método dos elementos finitos e sobre o software ANSYS.

Capítulo 3 – É abordado neste capítulo, a descrição do chassi utilizado para a simulação e os resultados adquiridos através da simulação da estrutura com a utilização do software ANSYS.

Capítulo 4 – Neste capítulo são apresentadas as conclusões do trabalho e sugestões para um prosseguimento desta pesquisa.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICO

No presente capítulo é apresentado o referencial teórico no qual foi embasado o presente trabalho. São definidos os principais tipos de chassi existentes no mercado. São discutidos em seguida as análises realizadas para determinação do comportamento estrutural do chassi, além de uma breve descrição dos elementos da biblioteca do ANSYS utilizados no presente trabalho.

2.1. CHASSI

Segundo Chandra et al (2012), chassi automotivo é um esqueleto onde todos os sistemas mecânicos do veículo são acoplados. Por isso é considerado o componente mais significativo de um automóvel, além de ser o responsável por dar resistência e estabilidade ao veículo quando solicitados por diferentes condições.

Na avaliação da eficiência de chassis automotivos, segundo Soares et al (2012) adotam-se como padrão de referência as propriedades de rigidez à flexão (em torno do eixo y) e rigidez à torção (em torno do eixo x) conforme referencial apresentado na Figura (1).

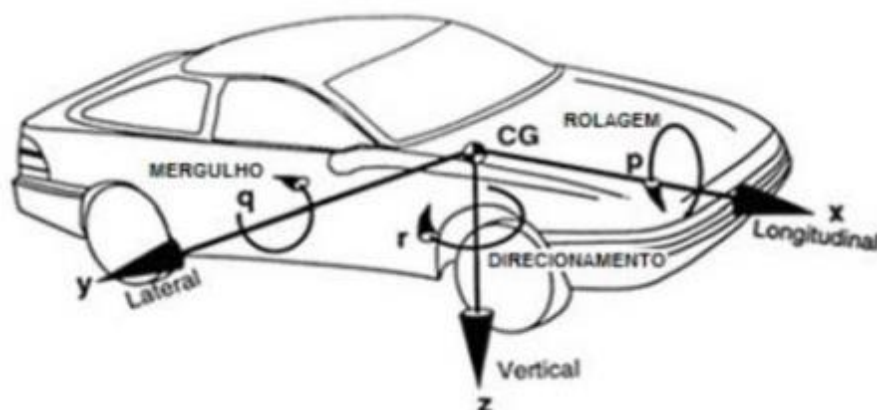


Figura 1 – Coordenadas fixas do veículo, Gillespie (1992)

O chassi automotivo deve garantir baixos níveis de ruídos e vibrações ao longo do percurso e para isso é projetado para ser suficientemente rígido, para reagir a cargas estáticas e dinâmicas sem deformações excessivas, e para resistir a vários ciclos de carga aplicada sem sofrer fadiga, e sob impacto de uma carga. Deve ainda deformar-se de forma a minimizar os riscos de ferimentos aos ocupantes e pedestres. Os diferentes tipos de chassis automotivos são classificados nos subitens a seguir.

2.1.1. Chassi tipo escada

Os primeiros automóveis foram construídos com uma estrutura de armação de escada sobre a qual foi colocada a carroceria, contendo os assentos de passageiros. Essa carroceria não contribuía muito para a estrutura do veículo, pois era feito de madeira e possuía baixa rigidez em comparação com o chassi. (Happian-Smith et al, 2002)

Segundo Castro (2008), chassi tipo escada é uma estrutura onde o chassi é separado da carroceria, possuindo como vantagem a flexibilidade de aplicações, com a possibilidade de montar sobre o mesmo chassi diversos tipos de carroceria diferentes. Devido a esta característica, costuma ser muito utilizado em veículos comerciais leves, como pick-ups e em veículos de carga pesados, como caminhões.

Como o próprio nome denota, chassi tipo escada se assemelha a forma de uma escada, sendo constituído por duas vigas longitudinais, que acompanham todo o comprimento do veículo, conhecidas como longarinas, ligadas entre si, por uma série de vigas transversais, conhecidas como transversinas. Este tipo de chassi está ilustrado na Figura (2). (Chandra et al, 2012)

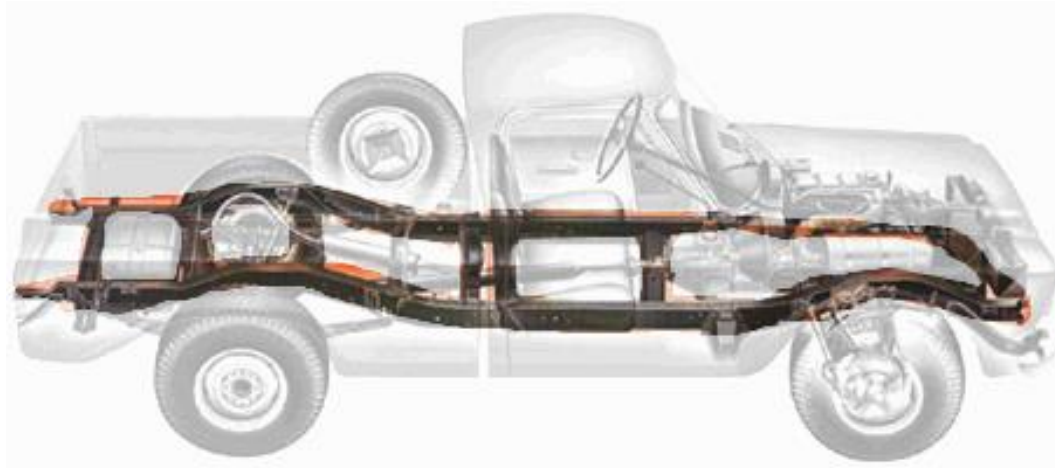


Figura 2 – Exemplo chassi tipo escada, Parreira (2009)

Segundo Happian-Smith et al (2002), uma estrutura tipo escada proporciona ao chassi boa resistência à flexão, elevada rigidez de peso, baixa rigidez à torção, devido a configuração praticamente plana, e menor capacidade de deformação.

A utilização de seções fechadas do tipo “C” nas longarinas e transversinas oferece maior rigidez à estrutura, mas dificulta a sua recuperação quando avariada. A utilização de tubos retangulares é predominante nesse tipo de estrutura, pois para

mesma espessura de parede e sob carregamento puro de flexão, um tubo retangular é mais rígido do que um tubo circular. (Happian-Smith et al, 2002)

2.1.2. Chassi tipo monobloco

Segundo Chandra et al (2012), é atualmente a estrutura de chassi utilizada na maioria dos veículos de passeio. Esse tipo de chassi automotivo é uma estrutura de peça única, soldadas ou prensadas, muito eficiente na proteção contra impactos.

Apresenta uma concepção diferente, pois é uma estrutura única, onde a carroceria é integrada ao chassi (Fig. 3), e define de forma geral, o veículo. A sua fabricação requer altos custos ferramentais, de moldes e máquinas de estampagem, o que torna inviável sua produção em escala abaixo de cem mil veículos por ano. (Oliveira, 2007)



Figura 3 – Exemplo chassi monobloco, Barata (2012)

Segundo Oliveira (2007), a estrutura do chassi monobloco deve resistir aos mesmos esforços que um veículo que possua chassi separado da carroceria. Para isso, é possível identificar em um monobloco, regiões mais reforçadas que podem ser associadas à longarinas e transversinas. Uma grande vantagem dessa estrutura é a boa proteção contra impactos em função da existência das colunas laterais na região frontal, central e traseira.

2.1.3. Chassi Coluna vertebral

Segundo Happian-Smith et al (2002), esse tipo de chassi vem sendo explorado pela Lotus, onde a coluna vertebral (*backbone*) principal trata-se de um tubo

retangular fechado, normalmente produzido em fibra de vidro, que é utilizado para unir o eixo dianteiro ao traseiro. Este tipo de chassi está ilustrado na Figura (4).

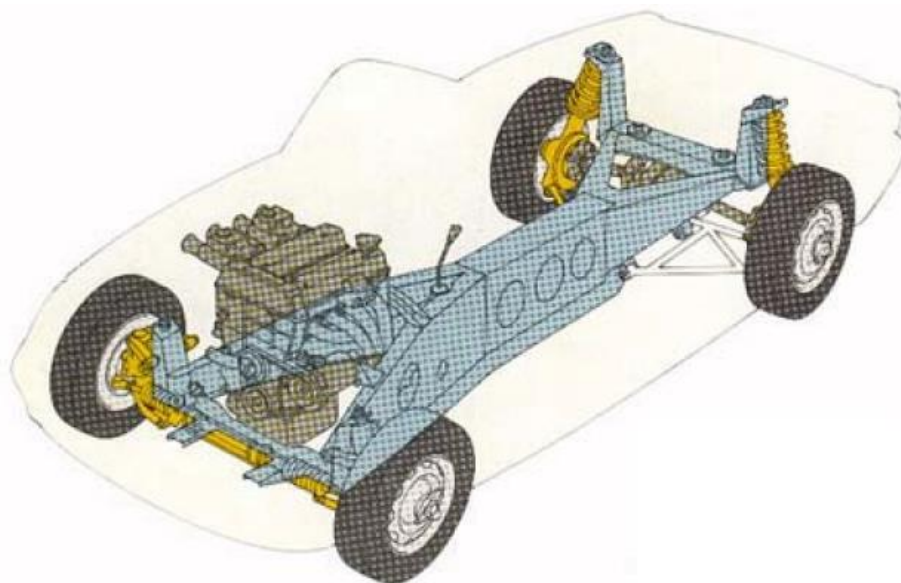


Figura 4 – Exemplo chassi coluna vertebral, Costa (2001)

Este tipo de chassi é de fácil fabricação, possui baixo custo de produção e apresenta boa resistência, sendo utilizado em carros esportivos pequenos. (Chandra et al, 2012)

2.1.4. Chassi *Spaceframe*

Nas três seções anteriores foram tratados chassis essencialmente bidimensionais, ou com uma profundidade muito menor em relação ao seu comprimento ou sua largura. Construindo uma estrutura treliçada é possível aumentar a profundidade da estrutura e, com isso, aumentar sua rigidez, quando submetido a diversos tipos de carregamentos, e a sua resistência à flexão. (Happian-Smith et al, 2002)

Segundo Oliveira (2007) o primeiro projeto de um chassi *spaceframe* foi desenvolvido por um aviador inglês durante a Segunda Guerra Mundial, proporcionando aos aviões uma capacidade de suportar grandes quantidades de danos, em relação aos aviões da época, sempre mantendo a resistência.

Sua configuração é a de uma estrutura tridimensional, composta por membros tubulares circulares com diâmetros pequenos, posicionados em diferentes posições em que cada ponto deve ser composto por três tubos (Fig. 5). Assim, os tubos são

apenas submetidos à tração e compressão evitando as cargas de torção e flexão na estrutura. (Oliveira, 2007)



Figura 5 – Exemplo chassi spaceframe, Robinson (2013)

No presente trabalho optou-se pela escolha do chassi tipo escada por ser o mais utilizado em veículos de carga, objeto de estudo do presente trabalho.

2.2. ANÁLISE ESTÁTICA

A análise estática de estruturas é realizada submetendo a estrutura a carregamentos arbitrários, desprezando-se os efeitos das forças de inércias e amortecimento. Através desse procedimento é possível quantificar a magnitude dos esforços internos e dos deslocamentos correspondentes na estrutura.

Uma vez determinadas essas magnitudes, aplica-se o critério de falha estrutural por deformação elástica. Para esse critério, a deformação da estrutura deve satisfazer a relação linear de tensão x deformação que rege o estado de deformação elástica da estrutura em função do escoamento característico do material utilizado.

Segundo Happian-Smith et al (2002), na pior condição de carga estática, a tensão não deverá exceder 67% da tensão de escoamento do material, portanto o coeficiente de segurança mínimo aceito é de 1,5, Eq. (1).

$$\sigma \leq 1.5\sigma_e \quad (1)$$

Se a estrutura obedecer ao requisito da Eq. (1) significa que ela passou na condição de integridade. Se a estrutura sofrer pequenos deslocamentos, significa que ela passou na condição de rigidez. O ideal é a estrutura obedecer as duas condições.

2.3. ANÁLISE DINÂMICA

Nos sistemas dinâmicos, a resposta da estrutura varia com o tempo, acrescentado à resposta da estrutura os efeitos das forças de inércias e amortecimento. Carregamentos dinâmicos, diferentemente dos estáticos, são carregamentos em que a magnitude, a direção e a posição podem variar ao longo do tempo.

Segundo Clough e Penzien (1975), as equações de equilíbrio dinâmico que governam a resposta linear dinâmica de uma estrutura são definidas na forma matricial por:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = p(t) \quad (2)$$

Onde, M , C e K são as matrizes $n \times n$ de massa, rigidez e amortecimento, respectivamente. $p(t)$ é um vetor de carregamento externo atuante na estrutura, de dimensão n e \ddot{x} , \dot{x} e x representam os vetores das acelerações, velocidades e deslocamentos nodais da estrutura, também de dimensão n .

A Eq (2) representa matematicamente o equilíbrio dinâmico de um sistema com vários graus de liberdade sendo de fato um sistema de n equações diferenciais lineares de segunda ordem. A resposta dinâmica para esse sistema é obtida ou através do método da superposição modal, ou através de métodos de integração numérica. (Clough e Penzien, 1975)

2.3.1. Análise Modal

A análise modal é realizada considerando a estrutura submetida a vibrações livres não-amortecidas e tem como objetivo encontrar as frequências naturais e os modos de vibração de uma estrutura, portanto a Eq. (2) toma a forma:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (3)$$

Este problema possui uma solução do tipo harmônica, definida como:

$$x(t) = x(\omega)\sin(\omega t + \theta) \quad (4)$$

Substituindo a Eq. (4) e a sua respectiva derivada segunda na Eq. (3), obtemos um sistema de equações algébricas lineares homogêneas, conhecido como problema do autovetor e autovalor.

$$\|K - \omega^2 M\|x(\omega) = 0 \quad (5)$$

Para o qual os autovalores são obtidos através da resolução da Eq. (6)

$$\|K - \omega^2 M\| = 0 \quad (6)$$

A Eq. (6) possui n raízes, que são os autovalores e representam as frequências naturais do sistema. Substituindo cada frequência natural calculada na Eq. (5) e resolvendo-a, obtemos todos os n modos de vibração do sistema.

Esses resultados, como descritos na Eq. (5), são obtidos a partir das características próprias da rigidez e inércia dos componentes do sistema e permitem estabelecer quais frequências de excitação poderiam ser indesejáveis no comportamento do sistema, evitando assim o fenômeno da ressonância.

Sempre que a frequência natural de vibração de uma máquina ou estrutura coincidir com a frequência da excitação externa, ocorre um fenômeno conhecido como ressonância, que resulta em deslocamentos excessivos, sendo passível o colapso do sistema. Devido ao efeito devastador que as vibrações podem causar às máquinas e estruturas, testes de vibração tornaram um procedimento-padrão no projeto e desenvolvimento da maioria dos sistemas de engenharia. (Rao, 2008)

Sendo assim, é fundamental em projetos mecânicos e estruturais submetidos a carregamentos variáveis no tempo, que se verifique comportamentos indesejáveis da estrutura quando solicitada. Uma forma de evitar que a estrutura trabalhe em sua frequência natural é alterando a massa ou a rigidez do sistema, através de mudanças na geometria, por exemplo, para deslocar as frequências naturais a valores mais elevados, longe das faixas de frequência nas quais o equipamento trabalha. (Moura, 2010)

2.3.2. Análise Harmônica

A análise harmônica, no pacote computacional ANSYS, determina quais os modos de vibração contribuem de forma mais significativa para a resposta dinâmica da estrutura, através de curvas de resposta em frequência. Para isso é necessário excitar a estrutura com um carregamento harmônico e variar a frequência de excitação no intervalo desejado.

Segundo Madenci e Guven (2006), no pacote computacional ANSYS, as condições para realizar uma análise harmônica são:

Todas as cargas devem ser funções senoidais de tempo;

Todas as cargas devem possuir a mesma frequência;

A estrutura deve exibir comportamento linear elástico.

Na análise harmônica, os efeitos transientes não são calculados. Só são obtidos os deslocamentos na fase permanente, onde a resposta não considera o deslocamento inicial aplicado.

2.3.3. Análise Transiente

Na fase transiente ocorrem os deslocamentos máximos referentes ao deslocamento inicial aplicado à estrutura. Sua análise permite determinar a variação da resposta dinâmica do modelo (deslocamentos, esforços e tensões), ao longo do tempo, nessas condições.

Por se tratar de uma análise no domínio do tempo, para obter a resposta dinâmica do sistema, pode-se utilizar um dos dois métodos de solução das equações de movimento citados anteriormente.

2.3.3.1. Integração Numérica

A integração numérica visa satisfazer a Eq. (2) em um intervalo de tempo discreto Δt garantindo o equilíbrio ao longo de todo intervalo de solução. Assume-se que deslocamentos, velocidades e acelerações iniciais, no tempo $t = 0$, são conhecidos e deseja-se determinar a solução no intervalo de 0 até t , onde t é subdividido em n intervalos de tempo iguais (Δt). O valor recomendado para o intervalo de tempo (Δt) é de T/n , onde T é o menor período natural de vibração da estrutura. (Clough e Penzien, 1975)

Para realizar a integração numérica existem várias técnicas, tais como método da diferença central; método de Houbolt e o método de Newmark. Informações a respeito da estabilidade, precisão e equações matemáticas dos métodos de integração numérica podem ser encontrados em Bathe & Wilson (1976).

2.3.3.1. Superposição Modal

O método da superposição modal pode ser utilizado para a obtenção da resposta dinâmica em estruturas que possuem comportamento linear e amortecimento proporcional. Consiste em expressar a deformada da estrutura em termos dos modos normais de vibração em um novo espaço vetorial, o espaço modal,

desacoplando a Eq. (2) em equações independentes, cuja resposta total será dada pela superposição das soluções destas equações modais independentes.

Para a transformação do sistema acoplado, Eq. (2), para um sistema desacoplado, onde cada equação contém uma incógnita associada a um grau de liberdade, utiliza-se a matriz modal Φ , uma matriz cujas colunas são as formas nodais ϕ_i para cada i -ésimo grau de liberdade da estrutura ($i = 1, 2, \dots, n$).

Segundo Paz (1985), os modos podem ser normalizados, de tal forma que

$$\bar{M} = \Phi^T M \Phi = I \quad (7)$$

E

$$\bar{K} = \Phi^T K \Phi \quad (8)$$

Onde a matriz de massa generalizada \bar{M} é a matriz identidade I e a matriz de rigidez generalizada \bar{K} é uma matriz diagonal onde os elementos da diagonal são as frequências naturais ao quadrado.

As coordenadas físicas x podem ser transformadas em coordenadas generalizadas y através da matriz modal, de tal forma que

$$x = \Phi y \quad (9)$$

Portanto a equação de movimento em coordenadas modais pode ser expressa por

$$\bar{M}\ddot{y} + \bar{C}\dot{y} + \bar{K}y = \bar{p} \quad (10)$$

Onde a matriz de amortecimento \bar{C} e o vetor de carregamento generalizado \bar{p} são dados, respectivamente por

$$\bar{C} = \Phi^T C \Phi \quad (11)$$

$$\bar{p} = \Phi^T p \quad (12)$$

A superposição modal das contribuições dos vários modos de vibração fornece a resposta da estrutura. Verifica-se que, sobrepondo apenas as contribuições dos primeiros m modos de vibração ($m \ll n$), se obtêm resultados satisfatórios, reduzindo o esforço computacional, em relação à integração numérica.

2.4. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O método dos elementos finitos é baseado no conceito de discretização, subdividindo o domínio contínuo da estrutura em pequenas partes, chamadas de elementos. Com esse procedimento, um problema complexo é transformado na soma de diversos problemas simples, onde o problema é resolvido para cada um dos elementos através de interpolações. (Vergara, 2005)

Com isso o modelo matemático reduz-se a um conjunto de equações diferenciais ordinárias que regem o comportamento da estrutura. Devido à complexidade dos cálculos envolvidos na solução do problema, é necessário utilizar um software de elementos finitos para realizar essa grande quantidade de cálculos e conseguir convergir os resultados. No presente trabalho foi escolhido utilizar o software ANSYS.

A modelagem por elementos finitos apresenta-se hoje como uma ferramenta indispensável para a elaboração de projetos de engenharia, pois através da resolução do método, é possível simular o comportamento da estrutura sem a necessidade de construção de protótipos. Conseguindo reduzir o custo e tempo para a elaboração ou otimização de um projeto.

2.5. ANSYS

ANSYS é um programa computacional cujo procedimento de análise e cálculo se baseia no Método dos Elementos Finitos. Segundo Moaveni (2003), os passos básicos de qualquer análise de elementos finitos são:

Pré-processamento: Etapa em que o usuário insere os tipos de elementos utilizados, as características dos materiais, a geometria e a discretização da estrutura;

Solução: Etapa onde são definidos os carregamentos aplicados, as condições de contorno e resolução das equações diferenciais inerentes aos elementos;

Pós-processamento: Etapa onde é possível extrair e visualizar a resposta do sistema à rotina inserida.

Na análise de elementos finitos realizado no software ANSYS, foram utilizados quatro tipos de elementos: Beam4; Beam44; Beam189; Solid92.

2.5.1. Beam4

O elemento Beam4 é linear e uniaxial com capacidade de adquirir carga de tração, compressão, torção e flexão, sendo baseado na teoria de viga de Euler-Bernoulli. Possui seis graus de liberdade e dois nós, com translações nas direções nodais x, y, z, e rotação nos eixos x, y, z (Fig. 6). (ANSYS Tutoriais, 2011)

Os dados de entradas para este elementos são a área da secção transversal, momento de inércia na direção z na direção y, as espessuras nas direções z e y e as propriedades do material, como densidade, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson. (ANSYS Tutoriais, 2011)

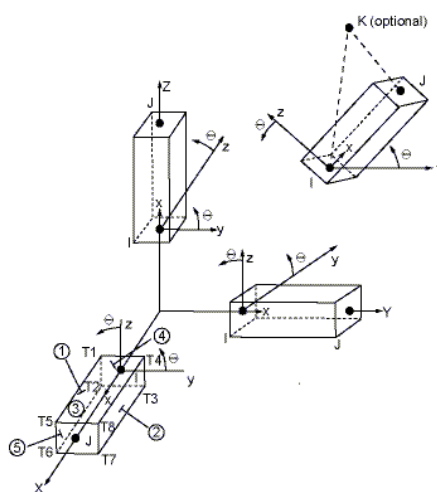


Figura 6 – Elemento de viga tipo Beam4, ANSYS Tutoriais (2011)

2.5.2. Beam44

O elemento Beam44 possui as mesmas características do elemento Beam4 tendo como única diferença a possibilidade de modelar geometrias assimétricas, pois permite que os nós nas extremidades estejam deslocados do centro de gravidade da viga (Fig. 7). (ANSYS Tutoriais, 2011)

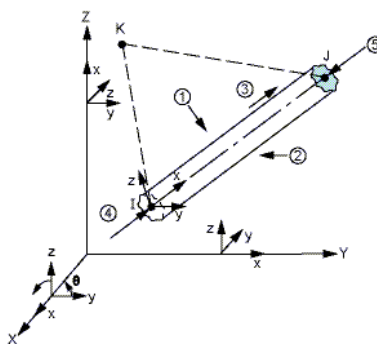


Figura 7 – Elemento de viga tipo Beam44, ANSYS Tutoriais (2011)

2.5.3. Beam189

O elemento Beam189 é um elemento de barra tridimensional, sendo adequado para a análise de estruturas que possuem espessuras, como por exemplo vigas finas e relativamente grossas. Considera os efeitos de deformação de cisalhamento ou por esforço cortante, pois se baseia na teoria de viga de Timoshenko. Trata-se de um elemento de viga quadrático com três nós em 3D possuindo seis ou sete graus de liberdade em cada nó (Fig. 8). (ANSYS Tutoriais, 2011)

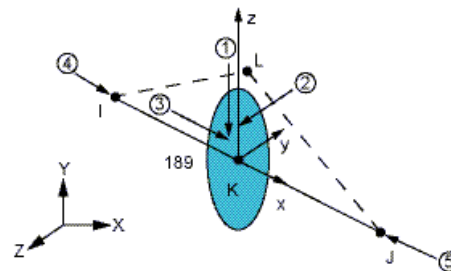


Figura 8 – Elemento de viga tipo Beam189, ANSYS Tutoriais (2011)

Os dados de entradas para este elemento são o tipo de perfil da seção transversal e suas dimensões, e as propriedades do material, como densidade, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson. (ANSYS Tutoriais, 2011)

2.5.4. Solid92

O elemento Solid92 é utilizado para modelar estruturas sólidas em 3D, sendo bem adequado para modelar malhas irregulares. É um elemento tetraédrico, definido por dez nós, cada um com três graus de liberdade, sendo eles translações nas direções nodais x, y, z (Fig. 9). (ANSYS Tutoriais, 2011)

Este elemento permite deformações plásticas, fluência, dilatação térmica, grandes deslocamentos e deformações e admite a consideração da não linearidade física do material. (ANSYS Tutoriais, 2011)

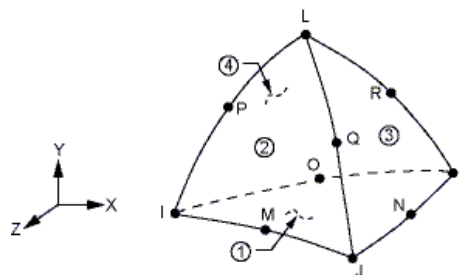


Figura 9 – Elemento de sólido tipo Solid92, ANSYS Tutoriais (2011)

3. RESULTADOS NUMÉRICOS

3.1. MODELO DO CHASSI

Para a realização da análise de chassis veiculares a que este trabalho se propõe, foi utilizado o Manual do Implementador da Ford Caminhões de 2013 para ter acesso aos desenhos técnicos do projeto de chassis já existentes e, a partir dele, realizar as análises pretendidas.

O modelo de chassis escolhido foi o da linha Cargo C-816, pois, segundo a classificação da Anfavea (2013), tratam-se de Caminhões semi-leves, sendo o modelo mais barato da linha Cargo no mercado possuindo ampla utilização nos tipos de implemento mais comuns (Fig. 10).

O chassi escolhido é representado fisicamente por duas longarinas retas de seção constante tipo “C” (Fig. 11), com comprimento de 6078mm e cinco transversinas retas de seção tipo “C”, com comprimento de 865 mm. As dimensões do perfil são descritas na Tabela (1).









Tipo de Implemento	Modelo	816	1319	1519	1719	1723	2423	2429	2623	2629	3133	1933R	1933T
Plataforma de Guincho		•											
Bau Alumínio		•	•	•	•	•	•	•				•	•
Bau Frigorífico		•					•	•				•	•
Bau Isotérmico		•	•	•	•	•	•	•				•	
Bau Lonado		•	•	•	•	•	•	•				•	•
Bebidas		•	•	•	•	•	•	•				•	
Brooks				•									
Carga Seca		•	•	•	•	•	•	•				•	•

Figura 10 – Tabela de aplicação de Referência, Implementador (2013)

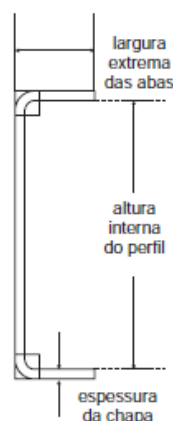


Figura 11 – Perfil de secção – Linha Cargo, Implementador (2013)

Tabela 1 – Características secção tipo “C” linha Cargo, Adaptado Implementador (2013)

Item	C-816
Altura interna do perfil (mm)	173.2
Largura interna das abas (mm)	64.5
Espessura da chapa (mm)	6.4

A partir do desenho técnico dos caminhões da linha Cargo C-816 (Fig. 12), foi produzido um modelo simplificado em elementos finitos no software ANSYS com as mesmas dimensões.

Segundo Implementador (2013), a linha Cargo C-816 está mais robusta do que seu antecessor C-815 por causa da introdução de um novo material, o aço LNE 60. Suas características estão listadas na Tabela (2). Na Fig. 13 é ilustrado o desenho técnico da linha Cargo C-815

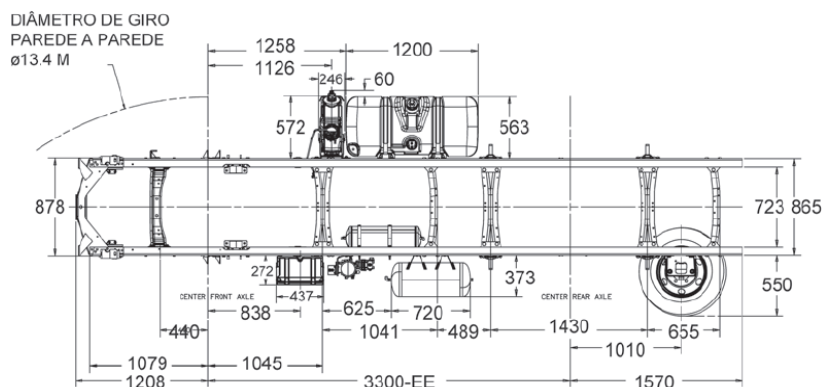


Figura 12 – Desenho técnico linha Cargo C-816, Implementador (2013)

Tabela 2 – Propriedades mecânicas aço LNE 60 e LNE 50, adaptado NBR 6656

	LNE 60	LNE 50
Módulo de Elasticidade	207 [Gpa]	207 [Gpa]
Densidade	7798 [Kg/m ³]	7798 [Kg/m ³]
Coeficiente de Poisson	0.31	0.31
Tensão de Escoamento	600 a 720 [Mpa]	500 a 620 [Mpa]
Resistência a Tração	680 a 810 [Mpa]	560 a 700 [Mpa]

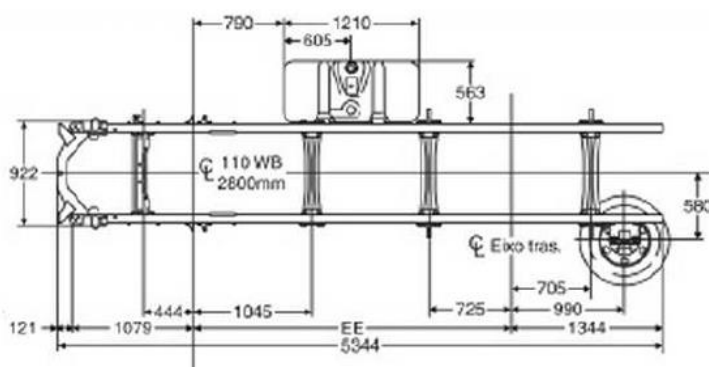


Figura 13 – Desenho técnico linha Cargo C-815, Implementador (2011)

3.2. ANÁLISE ESTÁTICA

No presente trabalho, conforme já explicitado, para a realização das análises, será utilizado o programa de análises numéricas ANSYS, portanto faz necessário validar as soluções obtidas por via numérica, correspondentes aos elementos finitos utilizados, através de uma estrutura simples no qual se compara os resultados numéricos com os analíticos.

Para tal validação, foi realizada uma simulação de uma viga engastada em uma extremidade e livre na extremidade oposta, na qual se aplicou uma força de 100 N para baixo. Foram utilizados como parâmetros de material e perfil os mesmos da linha Cargo C-816 mencionados nas Tabs (1) e (2) e foi utilizado um comprimento de viga de 500 mm.

A viga, ilustrada na Figura (14), foi simulada utilizando um elemento finito de tipo, com elementos de 10 mm de comprimento.

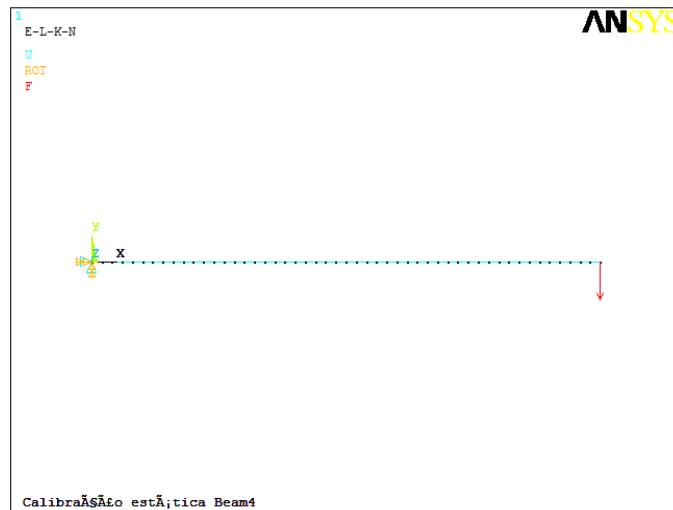


Figura 14 – Modelagem no ANSYS de uma viga engastada livre

A partir da equação da linha elástica da viga é possível, através da Eq. (13), obter o deslocamento da extremidade livre da viga, $y = 3.631 \times 10^{-6} \text{ m}$:

$$y = \frac{PL^3}{3EI} \quad (13)$$

P é a magnitude do carregamento aplicado, L é o comprimento da viga, E é o módulo de elasticidade e I é o momento de inércia da viga.

Utilizando o ANSYS obtêm-se o resultado ilustrado na Figura (15).

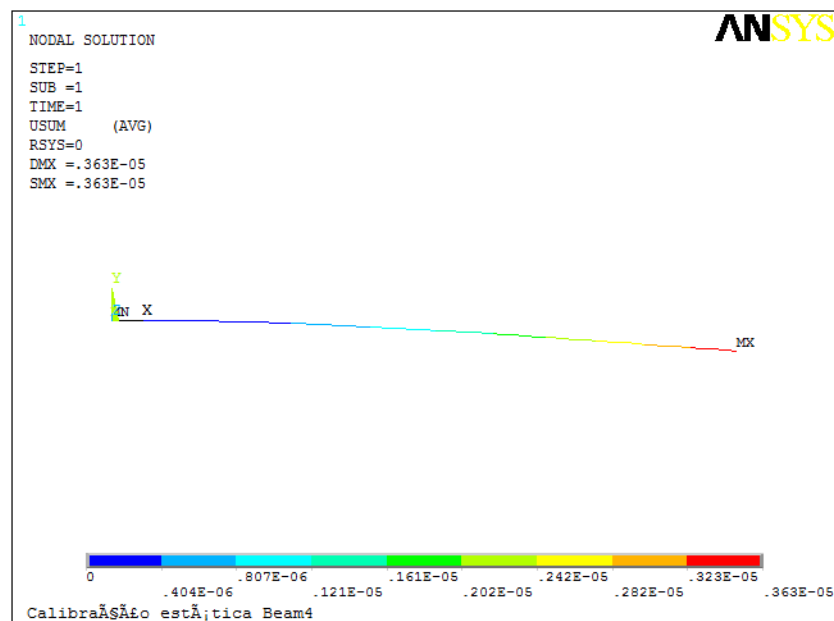


Figura 15 – Deformação da viga engastada

O resultado obtido através do ANSYS foi uma deformação máxima de 0.363e-5m, obtendo assim a validação da utilização da rotina construída, podendo ser

utilizada para a realização de análises mais complexas, como a de um chassi de caminhão.

Para a realização da análise estática do chassi de caminhão da linha cargo C-816, se fez necessário estimar o carregamento distribuído no chassi a fim de quantificar os esforços estruturais que atuam na estrutura.

3.2.1. Estimativa do carregamento distribuído no chassi

A Fig. (16) representa, através da vista lateral, o carregamento distribuído em uma longarina do chassi. Portanto, para estimar a magnitude do carregamento distribuído, é necessário conhecer os parâmetros das dimensões do chassi e das reações do solo ao chassi.

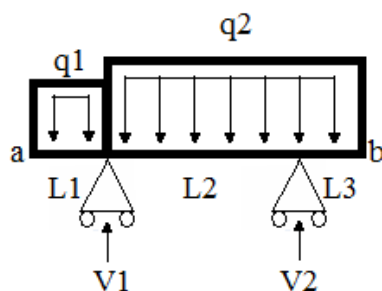


Figura 16 – Carregamento distribuído em uma longarina

As reações do solo serão consideradas como sendo o peso máximo que o caminhão Cargo C-816 pode transmitir ao pavimento e, assim como as dimensões, está descrito na Tabela (3).

Tabela 3 – Reações eixo traseiro, dianteiro e dimensões, adaptado Implementador (2013)

Peso eixo dianteiro [KN]	29.42
Peso eixo traseiro [KN]	51.48
L1 [m]	1.2
L2 [m]	3.3
L3 [m]	1.57

Fazendo:

$$\sum M_a = 0 \text{ e } \sum F_y = 0 \quad (15)$$

Encontramos:

$$q_1 = 5.25 \text{ [KN/m]} \text{ e } q_2 = 7.1 \text{ [KN/m]} \quad (16)$$

A partir dos valores apresentados na Fig. (12), nas Tabs. (1) e (2) e na Eq. (16). Foi montada uma rotina no software ANSYS e realizado a análise estática para cada elemento apresentado anteriormente. Em cada análise, foi utilizada uma malha composta por elementos de 10cm de comprimento.

A geometria simulada está ilustrada na Figura (17) e (18).

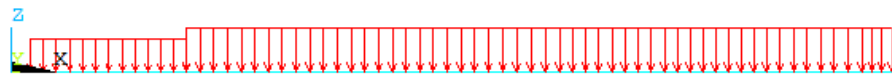


Figura 17 – Vista lateral geometria modelada

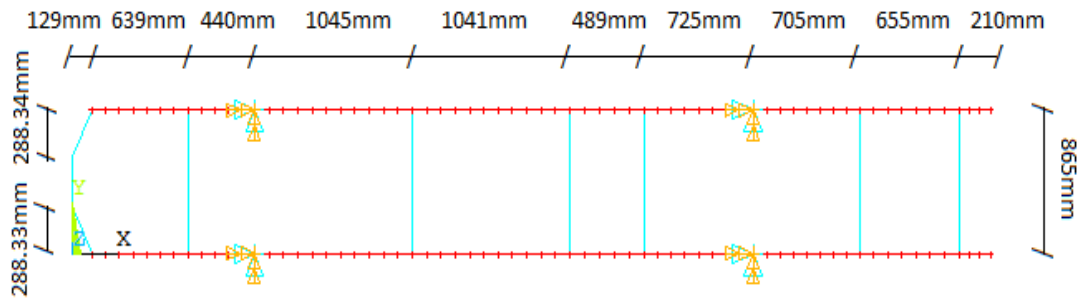


Figura 18 – Vista superior geometria modelada

3.2.2. Resultados da análise estática

Como especificado, foram utilizados quatro tipos de elementos diferentes a fim de se obter uma análise estática mais completa. As Figs. de (19) à (22) mostram os deslocamentos obtidos e a Tab. (4) apresenta os resultados de deslocamento máximo e reação nos apoios na direção Z para cada simulação. A partir dos resultados dos deslocamentos e tensões obtidos das análises, foi verificado as limitações e diferenças dentre os elementos utilizados.

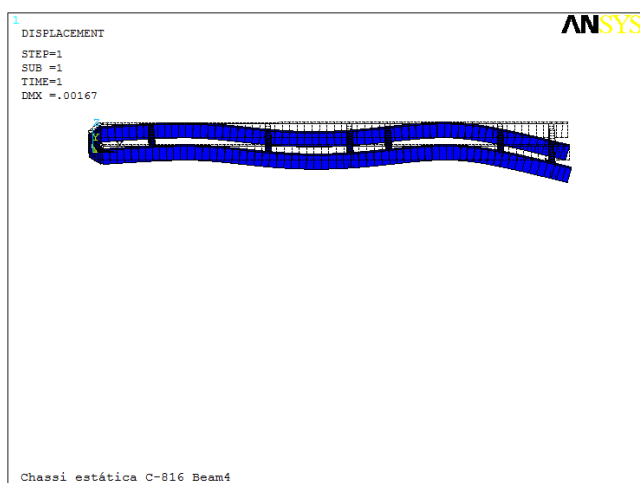


Figura 19 – Deslocamento elemento Beam4

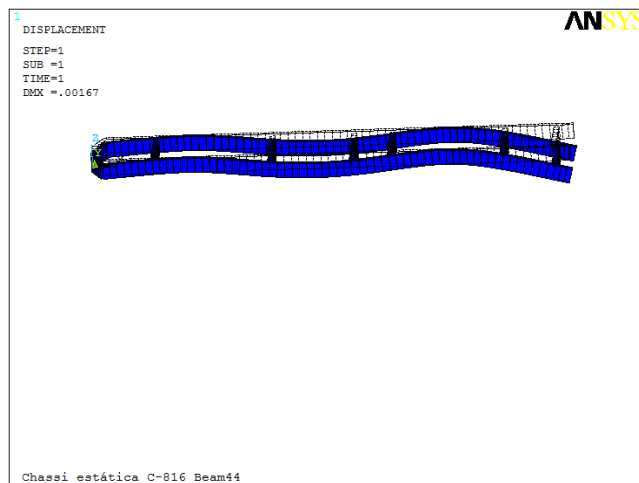


Figura 20 – Deslocamento elemento Beam44

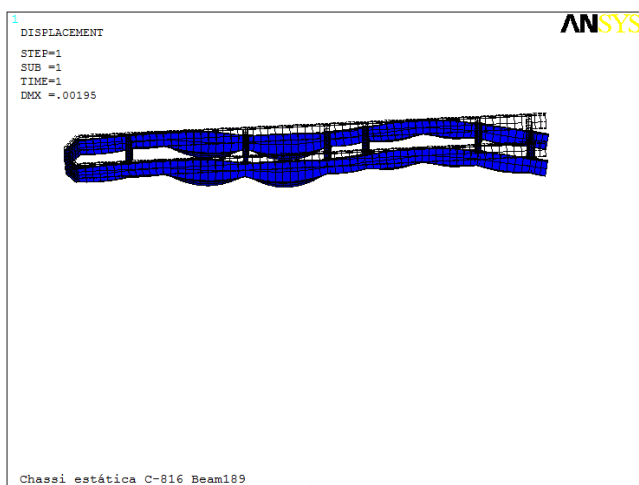


Figura 21 – Deslocamento elemento Beam189

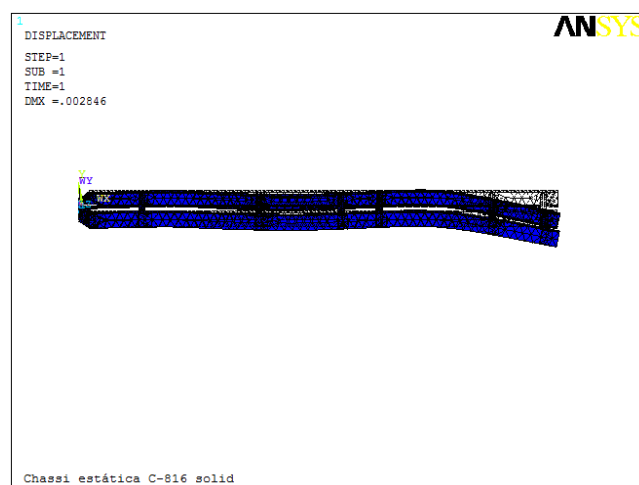


Figura 22 – Deslocamento elemento Solid92

Tabela 4 – Resumo dos resultados dos deslocamentos e reações

	Deslocamento máximo (mm)	Reação na direção Z (N)	
Beam4	1.67	10831	13783
Beam44	1.67	10831	13783
Beam189	1.95	10254	14612
Solid92	2.84	9218	13848

A estrutura apresentou pequenos deslocamentos fazendo com que o chassi obedeça ao critério de rigidez. Os resultados obtidos utilizando diferentes elementos apresentam boa concordância, exceto pelo elemento SOLID92.

As Figs. de (23) à (26) mostra as tensões resultantes e a Tab. (5) apresenta os resultados de máxima tensão e o nó onde a mesma ocorreu.

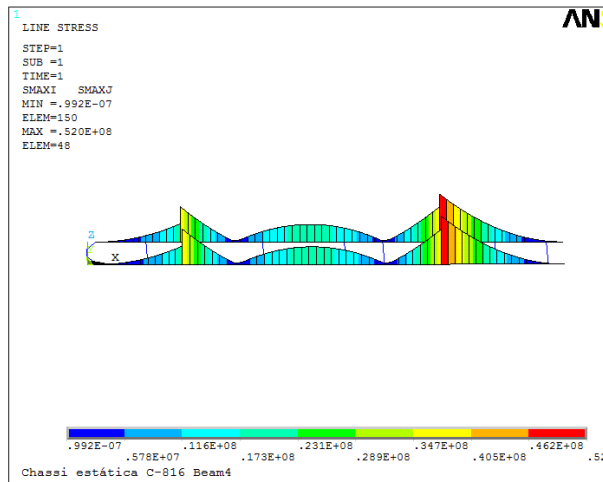


Figura 23 – Tensões máximas Beam4

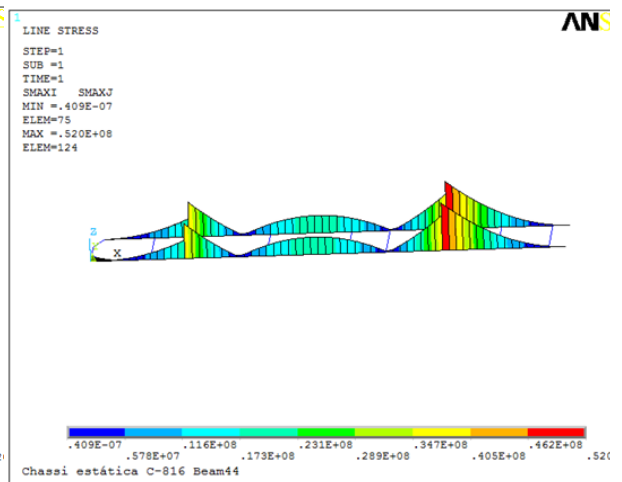


Figura 24 – Tensões máximas Beam44

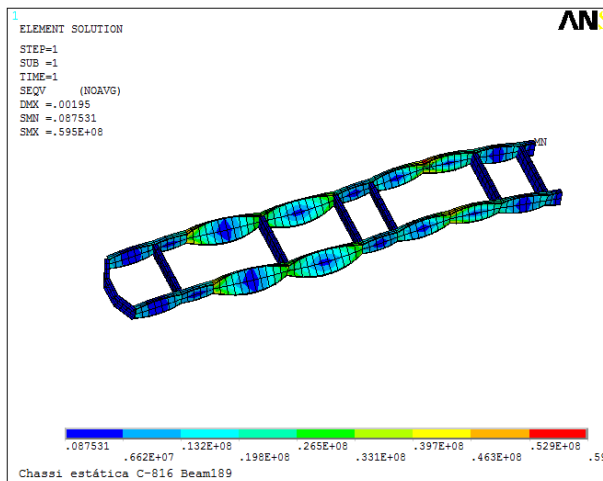


Figura 25 – Tensões de von Mises Beam189

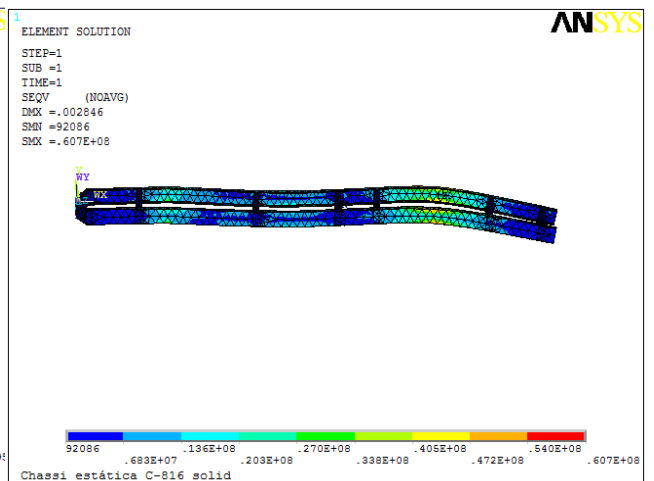


Figura 26 – Tensões de von Mises Solid92

Tabela 5 – Resumo dos resultados das tensões

	Máxima Tensão (Mpa)	Localização
Beam4	52.0	Restrição traseira
Beam44	52.0	Restrição traseira
Beam189	59.5	Restrição traseira
Solid92	60.7	Restrição traseira

Os resultados obtidos pelos elementos Beam4 e Beam44 são idênticos, pois ambos são elementos lineares e baseados na teoria de Euler Bernoulli. A diferença entre eles é a capacidade do elemento Beam44 de modelar geometrias assimétricas,

o que não se aplica no caso do chassi em questão, por se tratar de uma geometria simétrica.

O elemento Beam189 apresentou um resultado de máxima tensão diferente dos elementos Beam4 e Beam44, o que pode ser justificado pelo fato do elemento Beam189 ser capaz de considerar a parcela do cisalhamento nas simulações.

O elemento Solid92 apresentou um valor de máxima tensão próxima a obtida com o elemento Beam189, pois se trata de um elemento sólido tridimensional que acaba conseguindo também reproduzir as deformações por cisalhamento.

No geral, o esforço sofrido pelo chassi foi menor que o limite de escoamento do material, o que nos permite concluir que a estrutura é robusta o suficiente e atente ao critério de integridade.

3.3. ANÁLISE MODAL

Para a realização da análise modal, as rotinas geradas no ANSYS foram para simulações de corpo livre, o que significa que a estrutura não possui restrições e, com isso, se encontra livre no espaço. Por se tratar de uma estrutura livre no espaço, as seis primeiras frequências encontradas são descartadas, pois apresentam valores de frequência iguais a zeros e, os modos de vibração correspondentes a essas frequências, conhecidos como modos de corpo rígido, também são desconsiderados.

As análises dinâmicas demandam um alto custo computacional, pois quanto menor for o tamanho da malha, maior será a discretização da estrutura e como consequência, maior a ordem das matrizes de massa e rigidez utilizadas na solução do problema de autovalor e autovetor que são realizadas através de algoritmos específicos do tipo iterativo.

Com o objetivo de reduzir o custo computacional para a análise com Solid92, foi realizado um estudo de convergência de malha com o modelo construído a partir do elemento Beam189, sendo simulado com quatro refinamentos de malha diferentes.

Na primeira simulação foram utilizados elementos de malha com o tamanho de 1 m, na segunda 0.5 m, na terceira 0.1 m e na quarta 0.05 m. Os valores de frequência obtidos para os seis primeiros modos de vibração estão apresentados na Tabela (6).

Tabela 6 - Frequência com malha de 1, 0.5, 0.1 e 0.05 m

	Frequências naturais [Hz]			
	Malha 1m	Malha 0.5m	Malha 0.1m	Malha 0.05m
1°	2.7811	2.7811	2.7811	2.7811
2°	24.039	24.037	24.037	24.037
3°	25.910	25.895	25.894	25.894
4°	30.051	30.039	30.038	30.038
5°	44.087	44.075	44.066	44.066
6°	50.475	50.427	50.410	50.410

Analisando a Tab. (6) é possível verificar que os resultados obtidos para a simulação da estrutura com uma malha de 0.1 m e 0.05 m convergiram, portanto os valores encontrados para uma análise com uma malha de 0.1 m serão os mesmos valores para uma análise com malha mais refinada porém terá um custo computacional reduzido.

A partir do tamanho de malha de 0.1 m, foram analisados seis modos de vibração utilizando os elementos beam189 e solid92 a fim de verificar se os valores de frequência correspondem aos mesmos modos de vibração para ambos os elementos. As Figs. de (27) à (38) mostram os modos de vibração dos dois elementos em questão e a Tab. (7) mostra o comparativo dos deslocamentos em cada modo de vibração calculado.

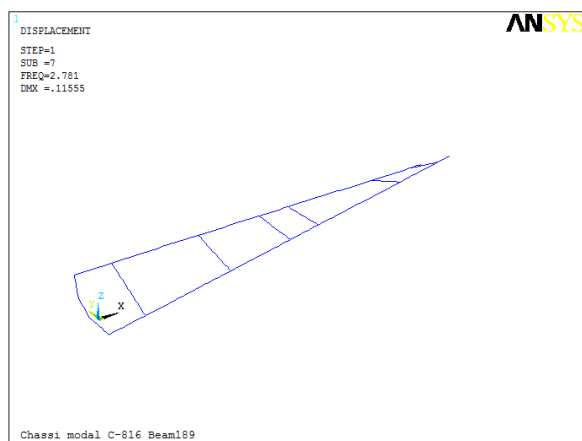


Figura 27 – 1° modo Beam189

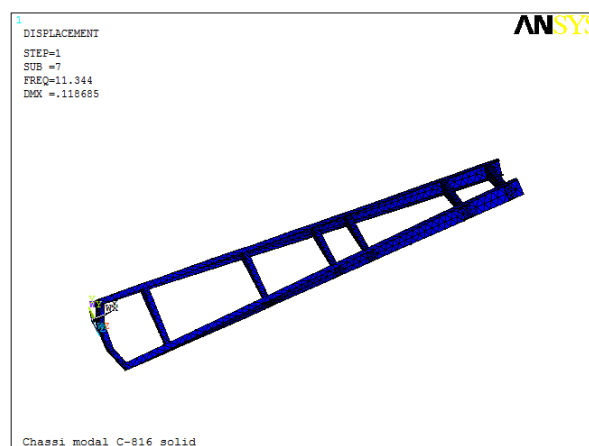


Figura 28 – 1° modo Solid92

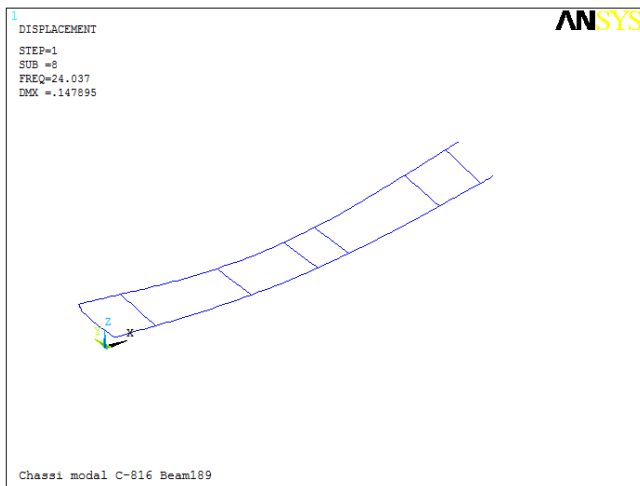


Figura 29 – 2° modo Beam189

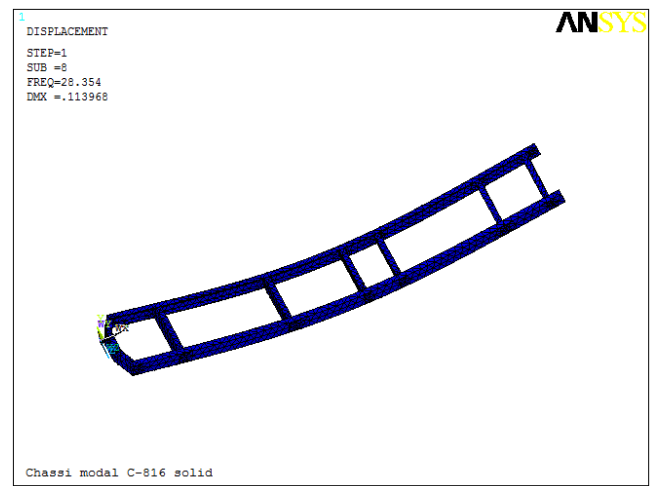


Figura 30 – 2° modo Solid92

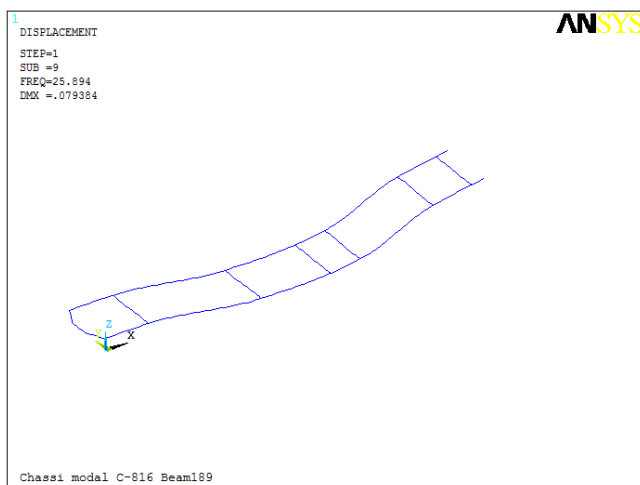


Figura 31 – 3° modo Beam189

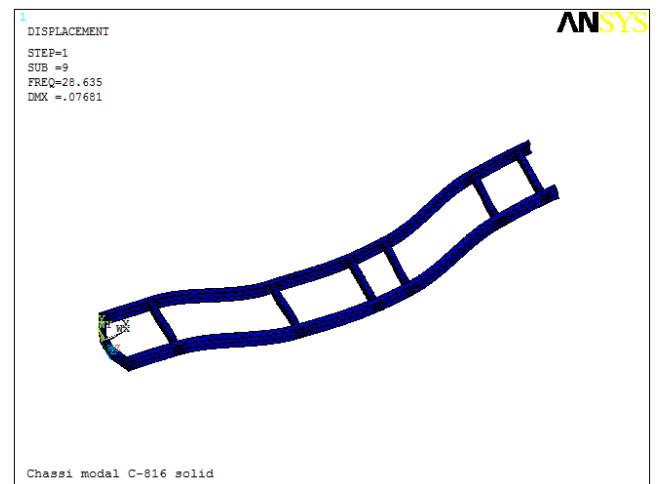


Figura 32 – 3° modo Solid92

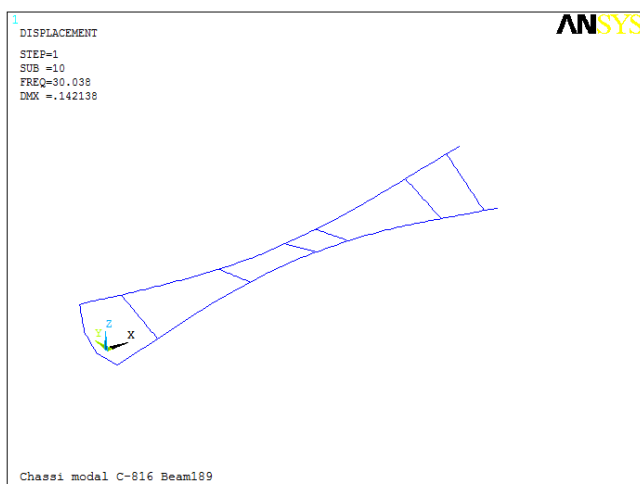


Figura 33 – 4° modo Beam189

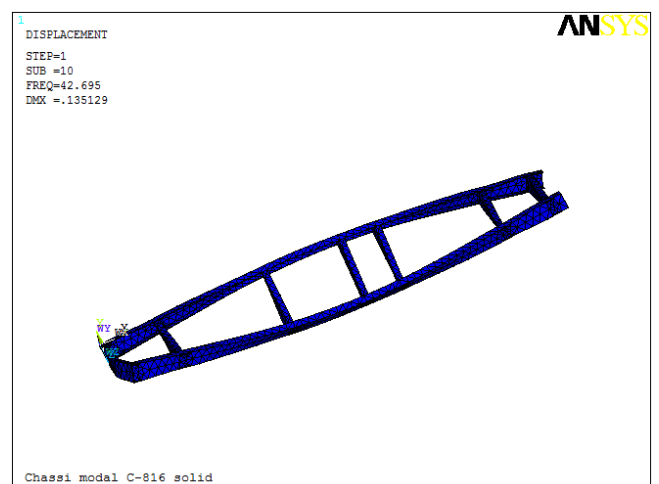


Figura 34 – 4° modo Solid92

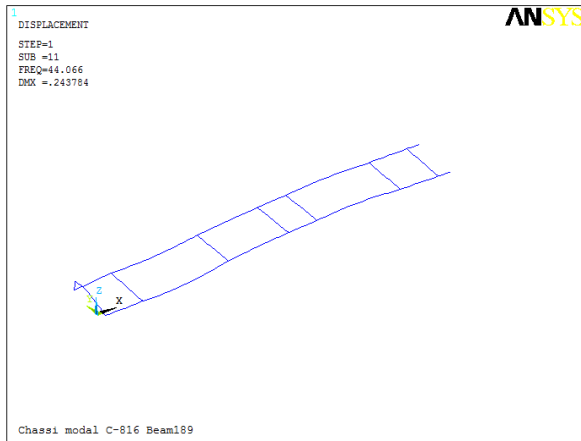


Figura 35 – 5° modo Beam189

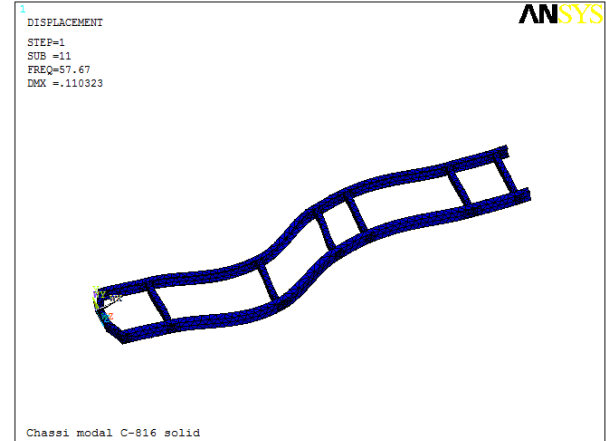


Figura 36 – 5° modo Solid92

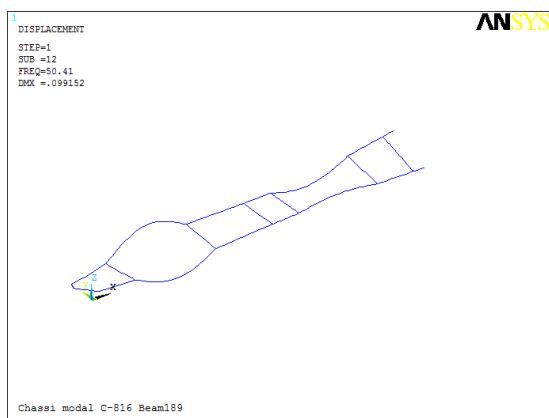


Figura 37 – 6° modo Beam189

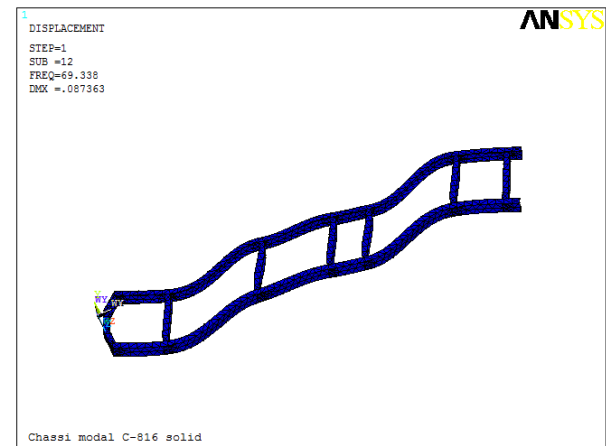


Figura 38 – 6° modo Solid92

Tabela 7 – Amplitudes máximas dos modos de vibração

	Amplitudes máximas	
	Beam189	Solid92
1°	115.6	118.7
2°	147.9	114.0
3°	79.4	76.8
4°	142.1	135.1
5°	243.8	110.3
6°	99.2	87.4

Percebe-se que até o quarto modo de vibração os dois elementos mostram comportamento semelhantes, sendo o primeiro e o quarto modo de torção com amplitudes muito próximas.

O segundo modo de vibração representa o modo de flexão pura, apesar dos modos serem parecidos, houve divergência nas amplitudes, sendo muito mais significativo para o elemento Beam189. Entretanto o terceiro modo de vibração representa o modo de flexão em duas partes do chassi, apresentando valores de deslocamentos parecidos.

O quinto e o sexto modos de vibração divergiram, pois o elemento Beam189 apresentou modos com formas de flexão ou torção locais na estrutura.

O comparativo dos resultados das frequências naturais adquiridas a partir da simulação com elemento Beam4, Beam189 e Solid92 estão apresentadas na Tabela (8).

Tabela 8 – Frequências naturais

	Frequências naturais [Hz]		
	Beam4	Beam189	Solid92
1°	18.960	2.7811	11.344
2°	45.974	24.037	28.354
3°	55.360	25.894	28.635
4°	58.969	30.038	42.695
5°	90.323	44.066	57.670
6°	109.37	50.410	69.338

Comparando as frequências obtidas para os diferentes elementos, percebe-se que os valores possuíram mesma ordem de grandeza, sendo que o elemento Beam4 teve uma grande variação da frequência em relação ao Beam189 e o Solid92.

Isso se justifica, pois o elemento Beam4 é um elemento simplificado, utilizando um número menor de nós para a análise da estrutura. Nas simulações realizadas com mesmo tamanho de malha, o elemento Solid92 gerou 14120 nós, o Beam189 gerou 385 nós e o Beam4 gerou 190 nós. A estrutura com mais nós, possui mais graus de liberdade, aumentando assim, a ordem das matrizes de massa e rigidez utilizadas na solução das equações e, com isso, a análise da estrutura fica mais completa.

Na Tab. (9) é apresentado um comparativo dos resultados das frequências naturais obtidas com os resultados de outros três trabalhos (Forouzan e Hoseini (2010), Han Fui e Hahman (2007) e Paula et al (2012)).

A partir da análise dos resultados percebe-se que o modelo proposto para a simulação foi bem representado no software ANSYS, pois apresentou valores de frequências na mesma ordem de grandeza dos obtidos por outros estudos de mesma natureza, com chassis diferentes, possuindo parâmetros e propriedades distintas.

Tabela 9 - Comparação frequências naturais

	Frequências naturais [Hz]			
	Modelo C816 Solid92	Forouzan e Hoseini (2010)	Han Fui e Hahman (2007)	Paula et al (2012)
1°	11.344	7.219	12.68	23.771
2°	28.354	17.153	34.23	28.722
3°	28.635	29.612	42.93	33.553
4°	42.695	33.517	51.33	57.970
5°	57.670	35.161	54.66	59.941
6°	69.338	38.475	61.66	64.404

As frequências naturais do chassi da linha Cargo C816 foram menores que os de Paula et al (2013) que simulou um chassi da linha Cargo C815, pois, apesar de ser um chassi mais rígido, o que leva a crer que as frequências seriam maiores, possui um comprimento maior, aumentando a massa do sistema e, com isso, diminuindo as frequências naturais.

3.4. ANÁLISE HARMÔNICA

Com o objetivo de determinar quais modos de vibração contribuíram de forma mais significativa para a resposta dinâmica da estrutura foi realizada uma análise harmônica com os elementos Beam189 e Solid92.

Para a realização desse tipo de análise, foi necessário aperfeiçoar o modelo construído no software ANSYS a fim de aproximar a simulação com a realidade. Com

isso, nessa análise foi considerado um modelo biodinâmico massa mola para o motorista, o chassi foi restringido, considerou o amortecimento do chassi e foi aplicado um carregamento harmônico à estrutura.

As restrições foram impostas nas junções do sistema de suspensão com o chassi, no motorista e nos pneus. Para a conexão da suspensão com o chassi e o motorista, só foi permitido o deslocamento translacional na vertical e, para os pneus, não foi permitido nenhum tipo de deslocamento.

O motorista e o pneu foram modelados a partir de um sistema discreto de massa-mola, utilizando os elementos Mass21 e Combin14 e a suspensão do caminhão, só foi considerado como uma mola, através do elemento Combin14. Os parâmetros físicos utilizados nas três modelagens estão apresentados na Tabela (10).

Tabela 10 - Parâmetros físicos utilizados, Zehsaz et al (2009)

Massa do motorista [Kg]	100
Rigidez do motorista [KN/m]	19.620
Massa não suspensa [Kg]	500
Rigidez do pneu [KN/m]	177
Rigidez suspensão frontal [KN/m]	85
Rigidez suspensão traseira [KN/m]	250

O amortecimento do chassi foi calculado, pois todo material, quando submetido às forças atuantes em um sistema dinâmico, possui algum grau de amortecimento, do contrário, o sistema oscilaria indefinidamente. Para o trabalho em questão, foi escolhido calcular o efeito de dissipação de energia através do amortecimento de Rayleigh por se tratar de um modelo especial de amortecimento viscoso que considera a matriz de amortecimento como sendo uma combinação linear das matrizes de massa e de rigidez, Eq. (17). (Mamed 2008)

$$\mathbf{C} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (17)$$

Onde \mathbf{C} é a matriz de amortecimento, α é a constante de amortecimento proporcional à massa e β é a constante de amortecimento proporcional à rigidez.

Considerando uma taxa de amortecimento de 2% para cada modo de vibração, os valores de α e β podem ser encontrados pelas Equações (18) e (19)

$$\alpha = \frac{2\xi\omega_1\omega_2}{\omega_1 + \omega_2} \quad (18)$$

$$\beta = \frac{2\xi}{\omega_1 + \omega_2} \quad (19)$$

Sendo ξ a taxa de amortecimento e, ω_1 e ω_2 as duas primeiras frequências naturais da estrutura. Resolvendo as equações, os valores obtidos para alpha e beta e utilizados na rotina do ANSYS estão mostrados nas Equações (20) e (21).

$$\alpha = 0.1765 \quad (20)$$

$$\beta = 0.0023 \quad (21)$$

Com o objetivo de realizar a análise harmônica do chassi C816, foi aplicado nos quatro pontos da estrutura onde a suspensão se conecta ao chassi, um carregamento cíclico com direção vertical, sentido voltado para baixo e uma amplitude de 17700N com fase zero. A amplitude da força foi calculada de acordo com a Eq. (22) e o carregamento harmônico está mostrado na Figura (39).

$$F = kh \quad (22)$$

Onde k é a constante elástica do pneu e h é a altura do quebra-molas.

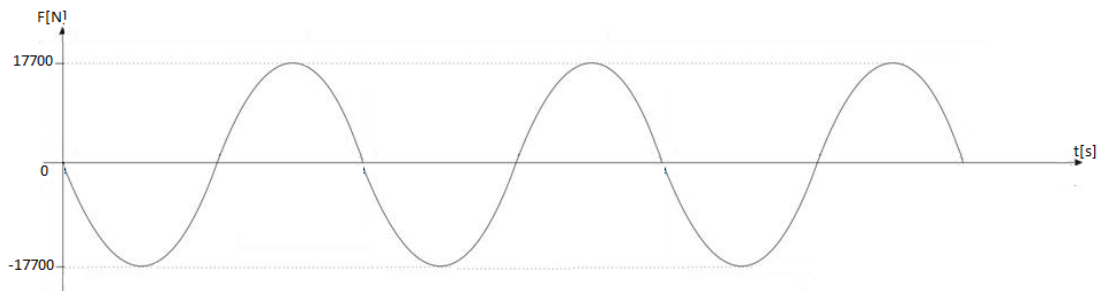


Figura 39 – Carregamento harmônico

De acordo com a resolução CONTRAN n.º 39/98, são previstos dois tipos de ondulações transversais nas vias públicas, as do TIPO I E TIPO II, suas dimensões estão apresentadas na Tab. (11). No presente trabalho foram utilizadas as dimensões dos quebra-molas do TIPO II por serem maiores, representando assim a situação mais desfavorável.

Tabela 11 - Dimensões quebra-molas TIPO I E II, Resolução CONTRAN 39/98

	TIPO I	TIPOII
Comprimento [m]	1,50	3,70
Altura [m]	0,08	0,10

A faixa de frequência analisada foi definida através da análise modal realizada anteriormente, portando, variando de 0 a 80Hz com um passo de 0.5Hz.

Foram analisados os resultados correspondentes a quatro nós do modelo simulado, nas duas extremidades, no ponto médio do comprimento longitudinal do chassi e no motorista. A geometria gerada em Solid92 está ilustrada nas Fig. (40) e (41). A numeração dos nós onde foram aplicados as forças, as restrições e adquiridos os resultados estão apresentados na Tabela (12).

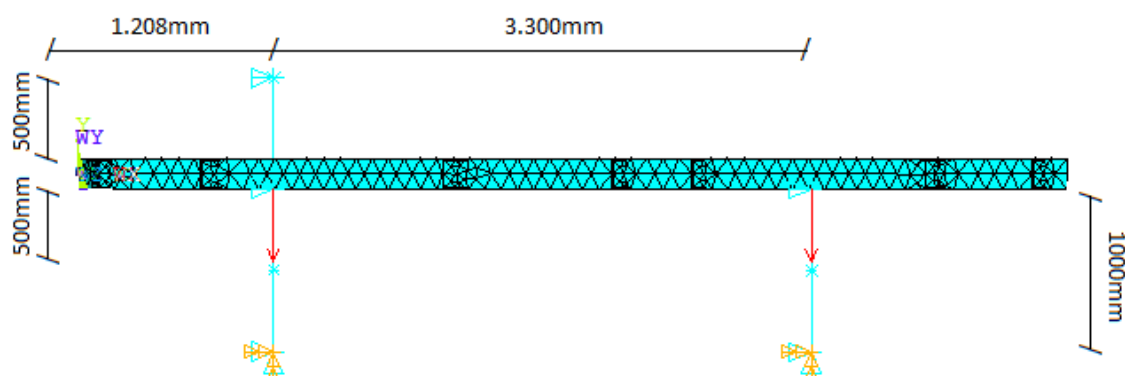


Figura 40 – Geometria em Solid92 vista lateral

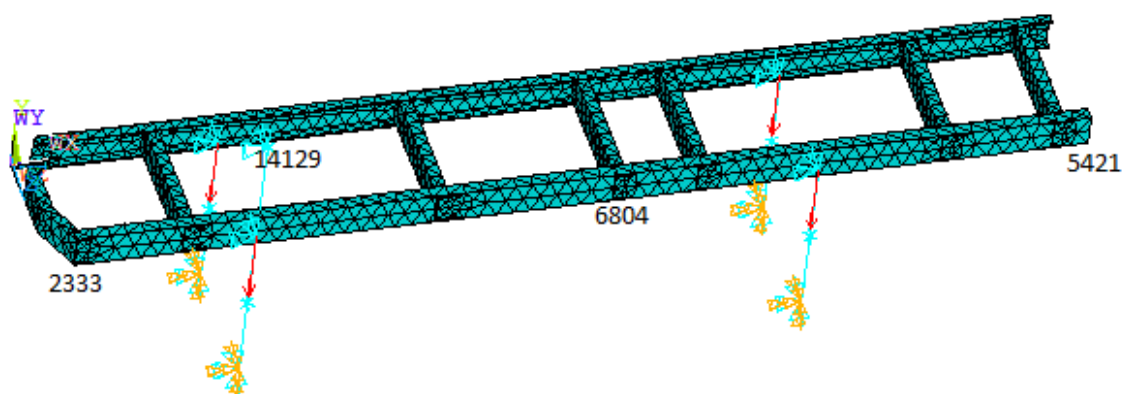


Figura 41 – Geometria em Solid92 vista isométrica

Tabela 12 – Numeração dos nós utilizados

	Nós								
Força	272	358	13401	10018	-	-	-	-	-
Restrições	272	358	13401	10018	14125	14126	14127	14128	14129
Aquisição dos resultados	333	804	5421	14129	-	-	-	-	-

Os gráficos dos resultados gerados a partir das simulações da análise harmônica com os elementos Beam189 e Solid92 são mostrados nas Figuras (42) a (51). Nestas análises foi feita uma modificação na modelagem inicial pois não se trata mais de uma simulação de corpo livre, sendo assim, foi realizada uma nova análise modal a fim de verificar se os pontos com maiores amplitudes (picos) dos gráficos correspondem às novas frequências naturais obtidas, apresentadas na Tabela (13).

Tabela 13 - Frequências naturais da modelagem do chassi com restrições

	Frequências (Hz)	
	Beam189	Solid92
1°	0.598	0.578
2°	0.939	0.824
3°	0.941	0.939
4°	0.970	1.092
5°	1.020	5.841
6°	5.819	7.861
7°	7.214	8.534
8°	8.493	15.049
9°	9.702	27.679
10°	24.122	38.375

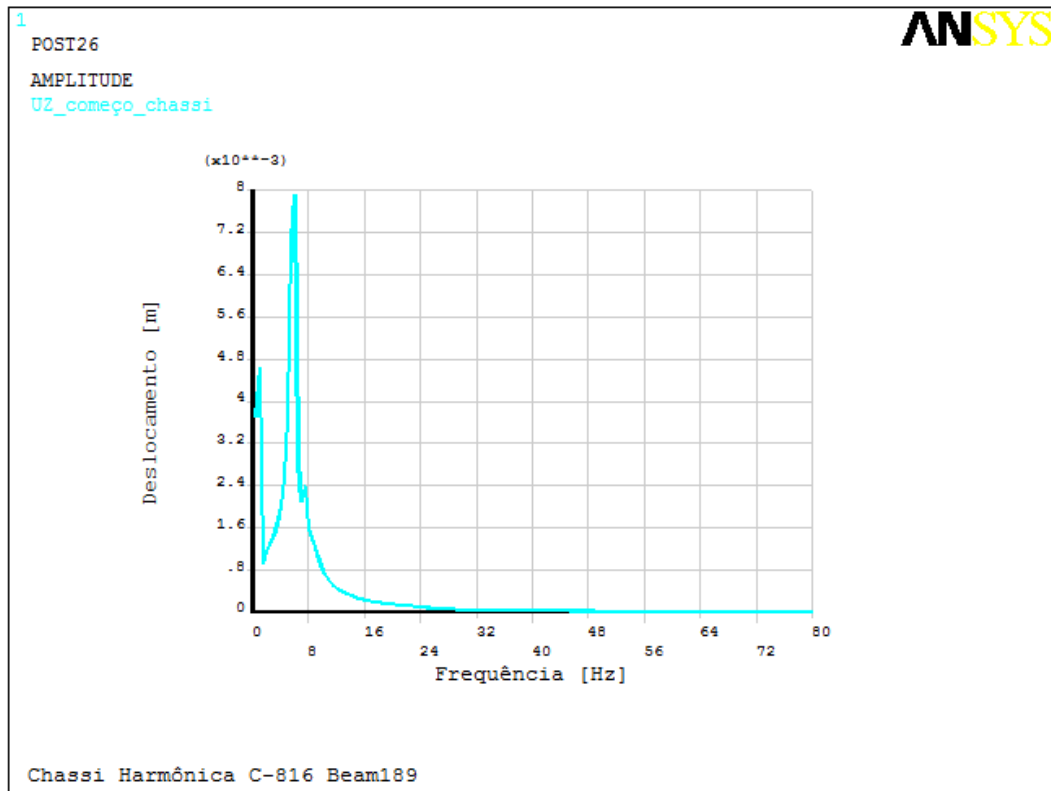


Figura 42– Análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 1

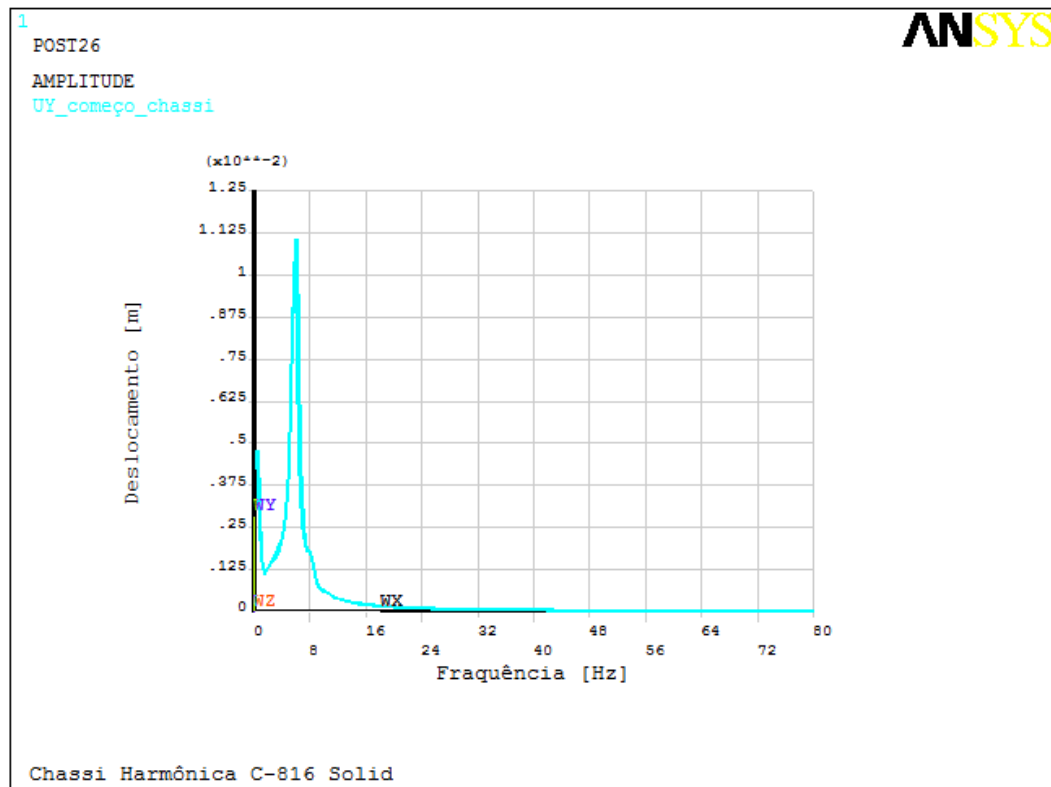


Figura 43 – Análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 2333

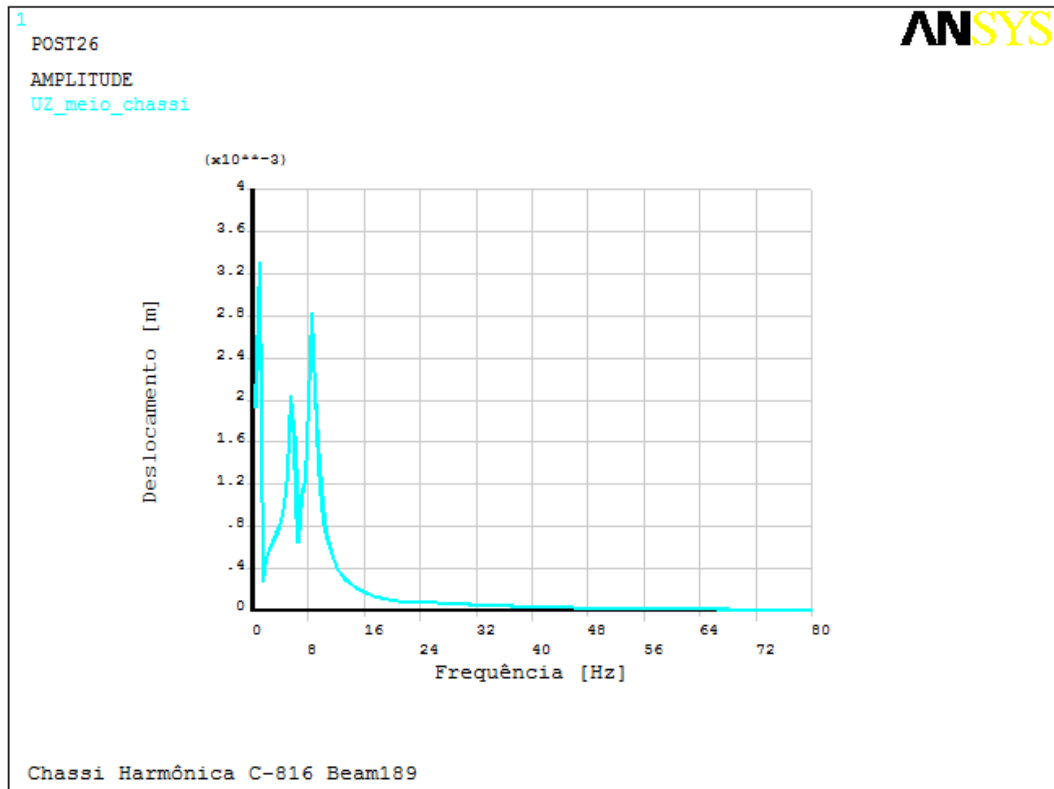


Figura 44 – Análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 48

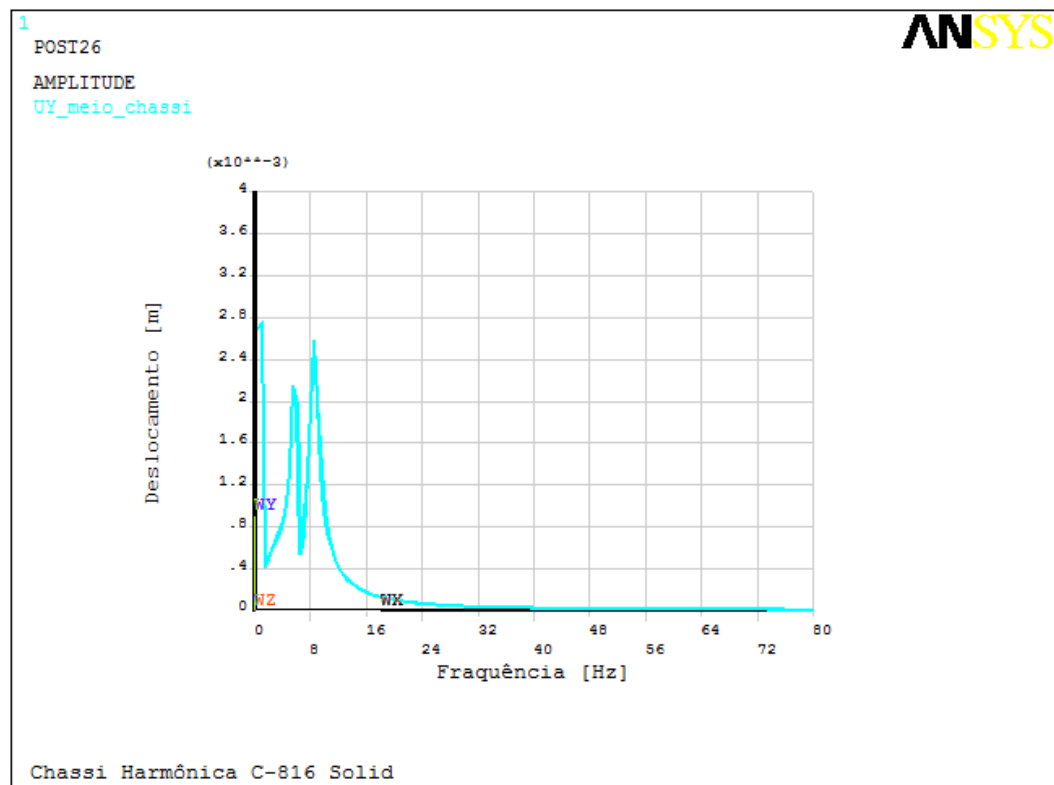


Figura 45 – Análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 6804

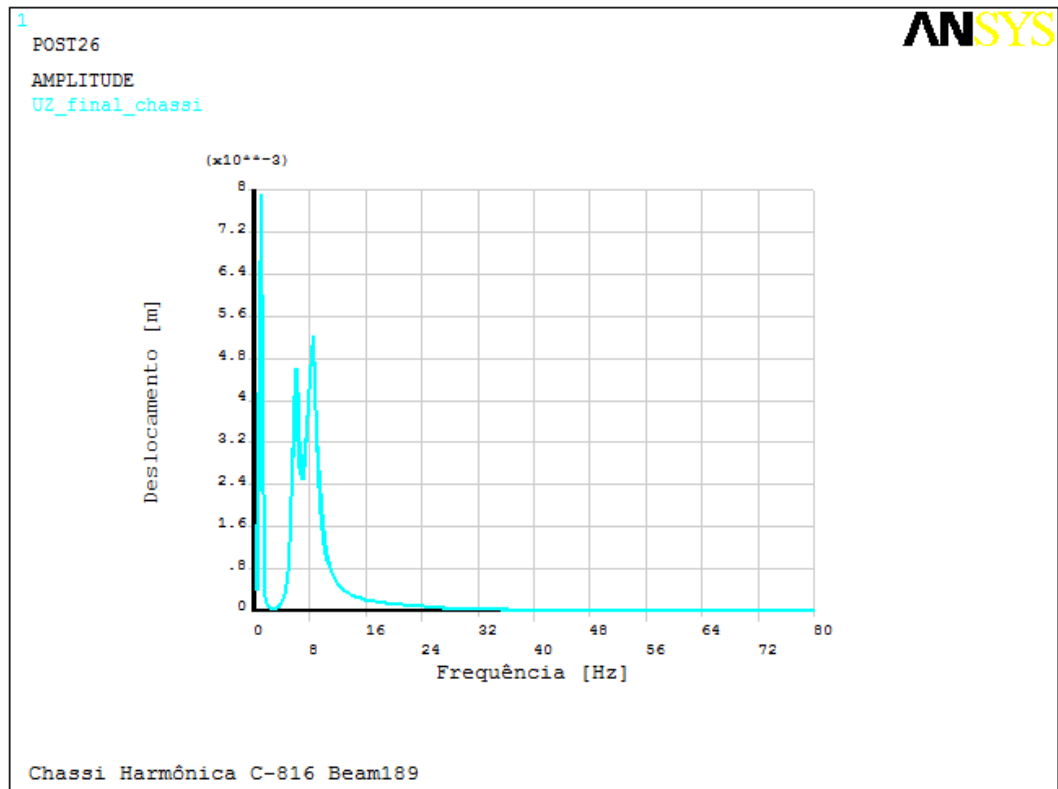


Figura 46 – Análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 126

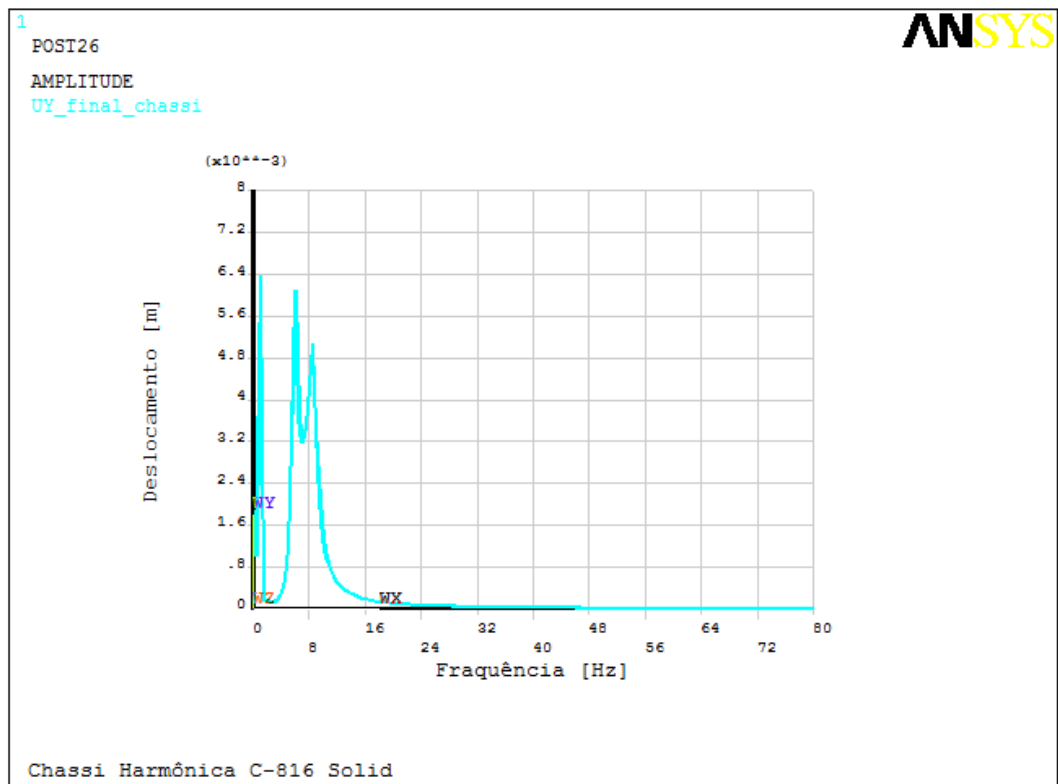


Figura 47 – Análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 5421

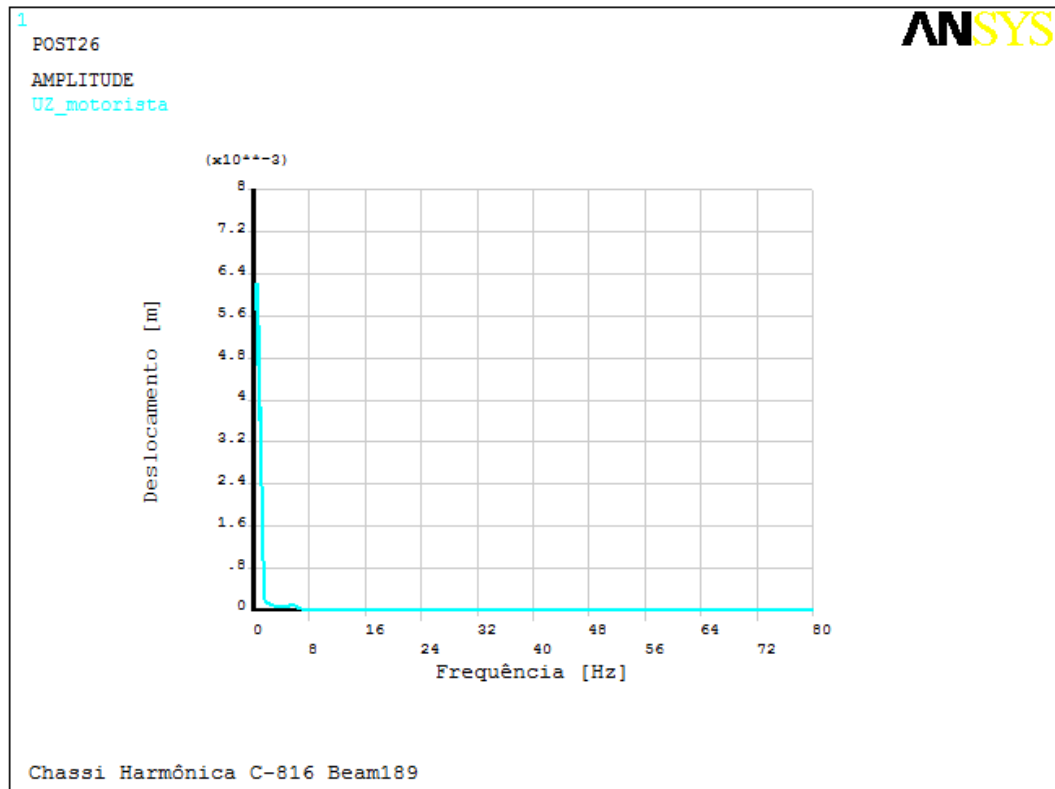


Figura 48 – Análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 394 (motorista)

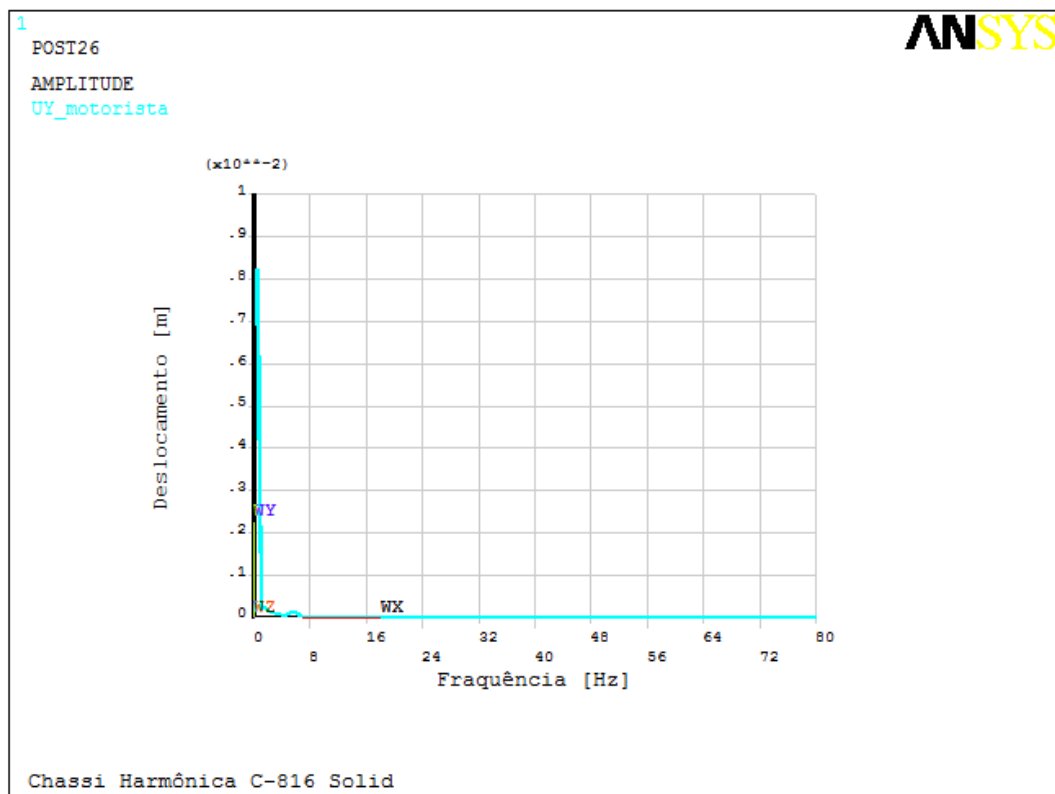


Figura 49 – Análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 14129 (motorista)

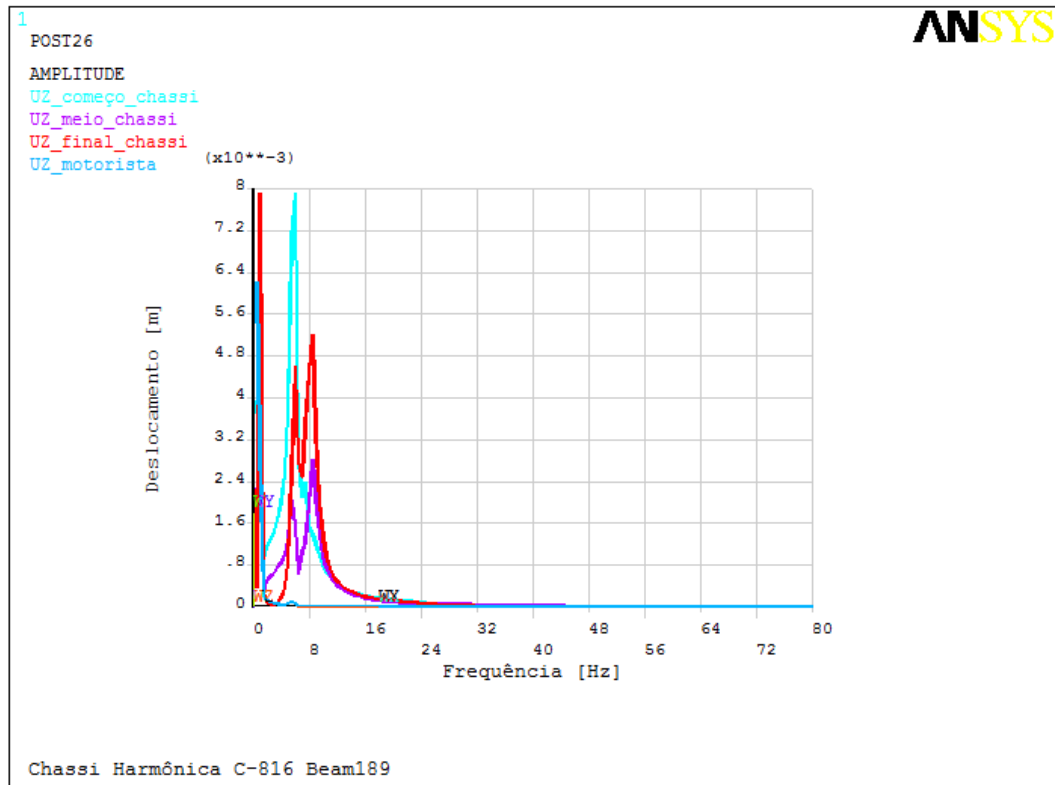


Figura 50 – Resumo análise harmônica Beam189

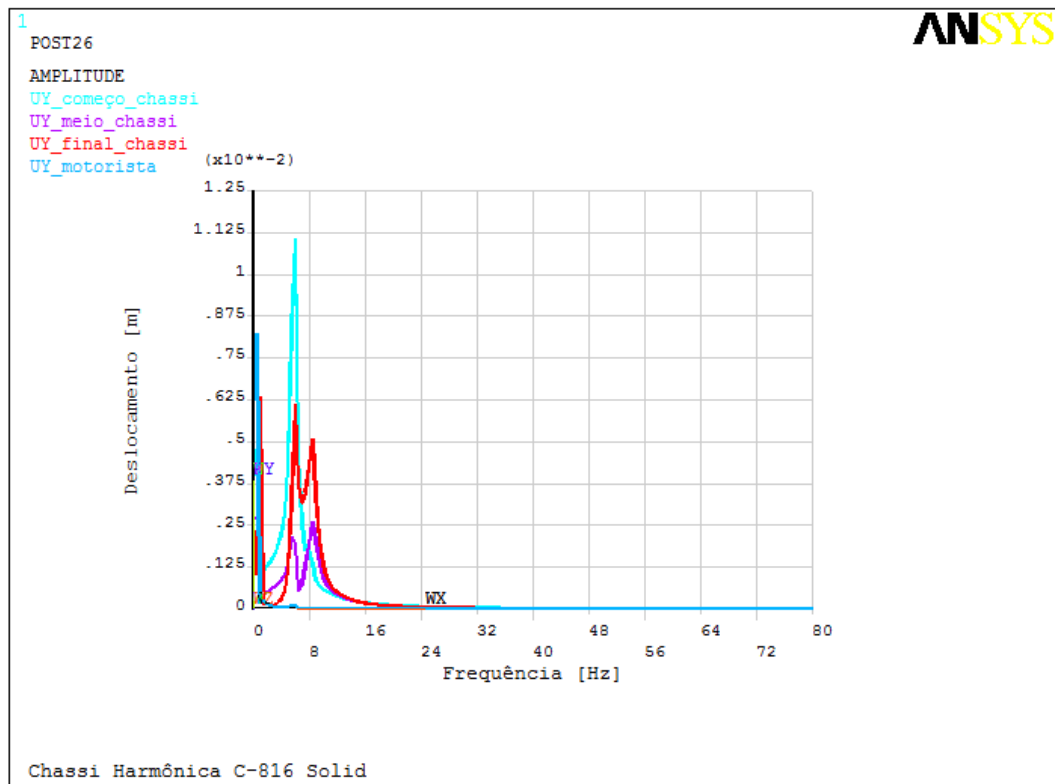


Figura 51 – Resumo análise harmônica Solid92

Percebe-se que os resultados da análise harmônica foram bastante semelhante para os dois elementos, apresentando comportamento com respostas mais significativa para baixas frequências. De forma a melhorar a visualização dos gráficos e a distinção entre as frequências correspondentes aos picos de deslocamento, foi feita uma ampliação nos gráficos, considerando um intervalo de frequências de 0 à 10 Hz. Estes gráficos são apresentados nas Figs de (52) à (61). Os resultados numéricos obtidos nas análises em termos de frequências e amplitude do pico dos deslocamentos são apresentados na Tabela (14).

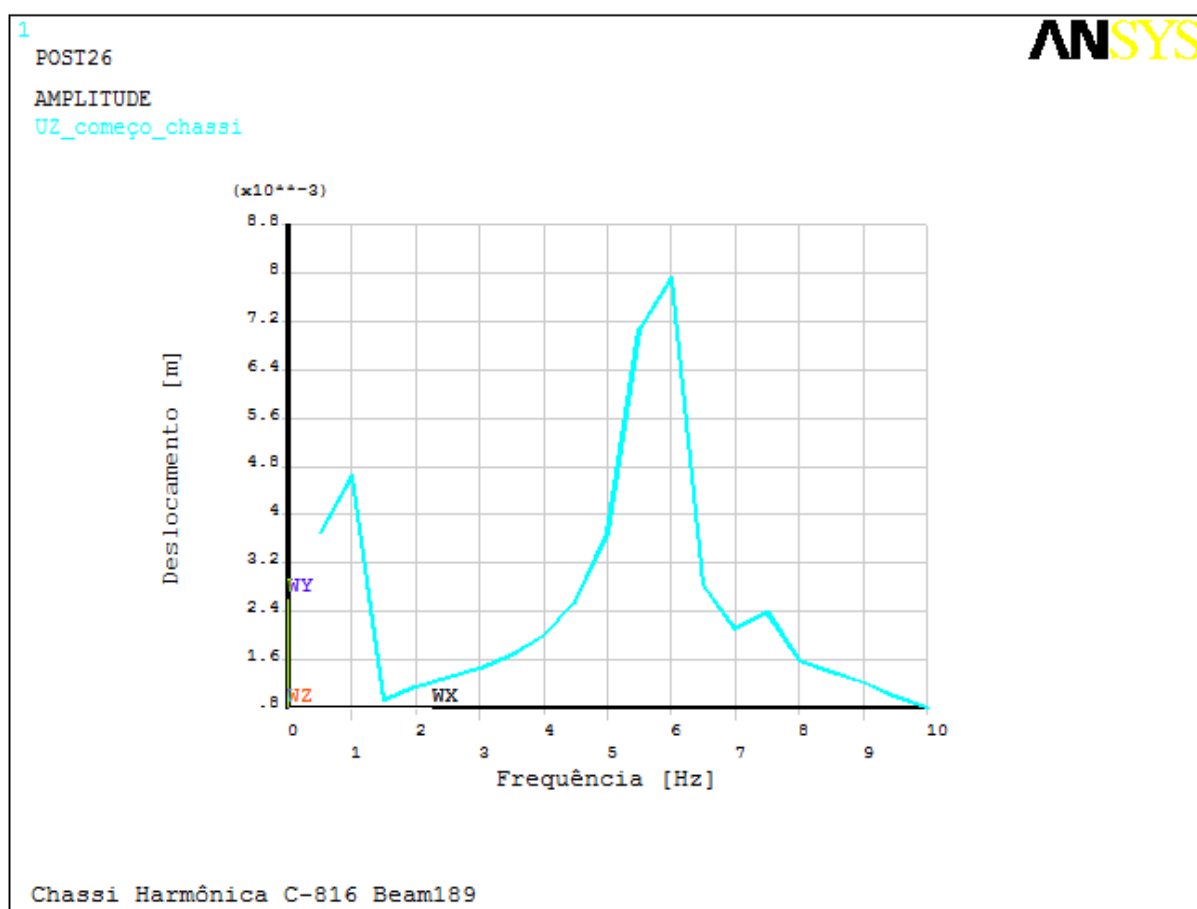


Figura 52 – Gráfico ampliado da análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 1

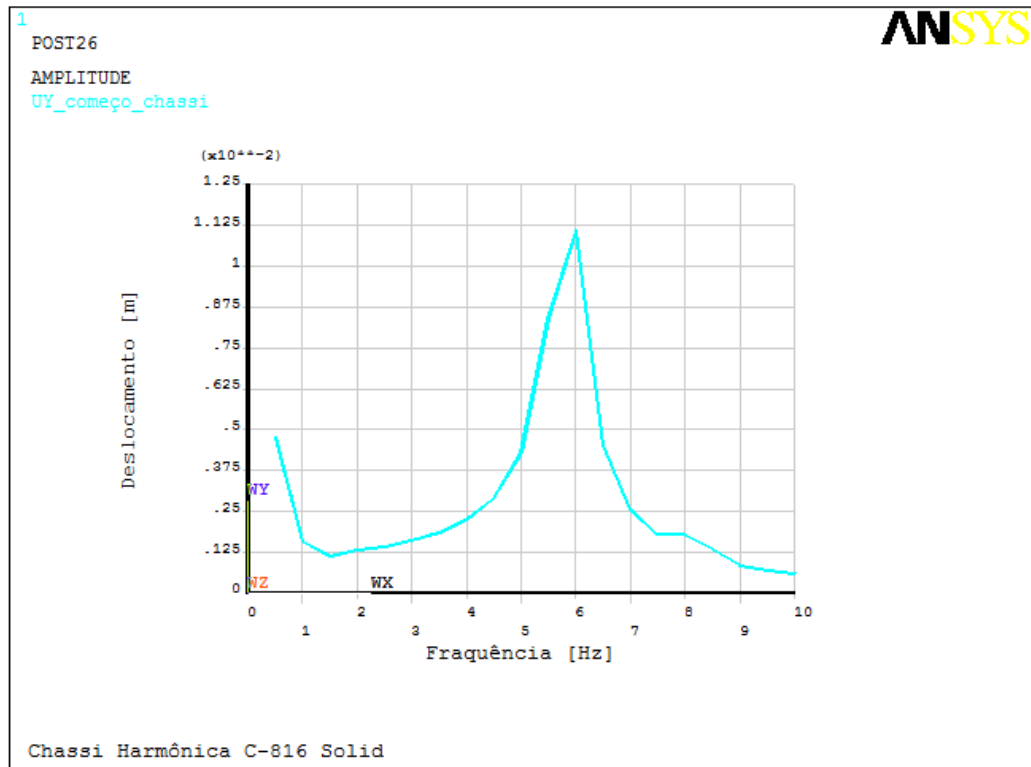


Figura 53 – Gráfico ampliado da análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 2333

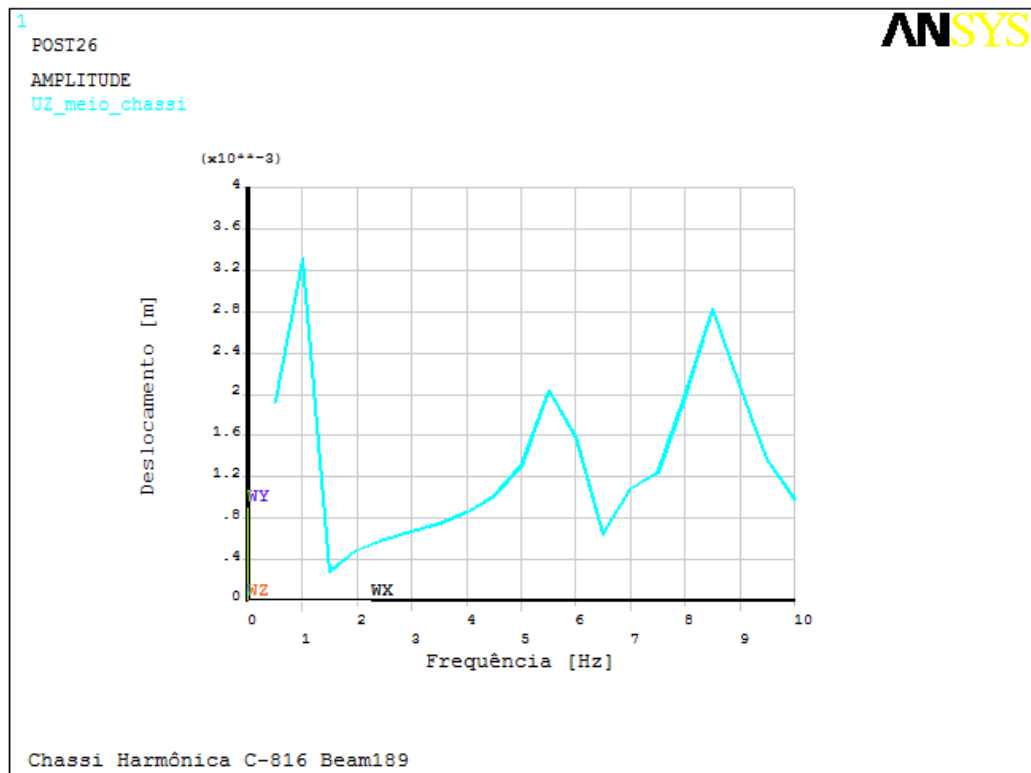


Figura 54 – Gráfico ampliado da análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 48

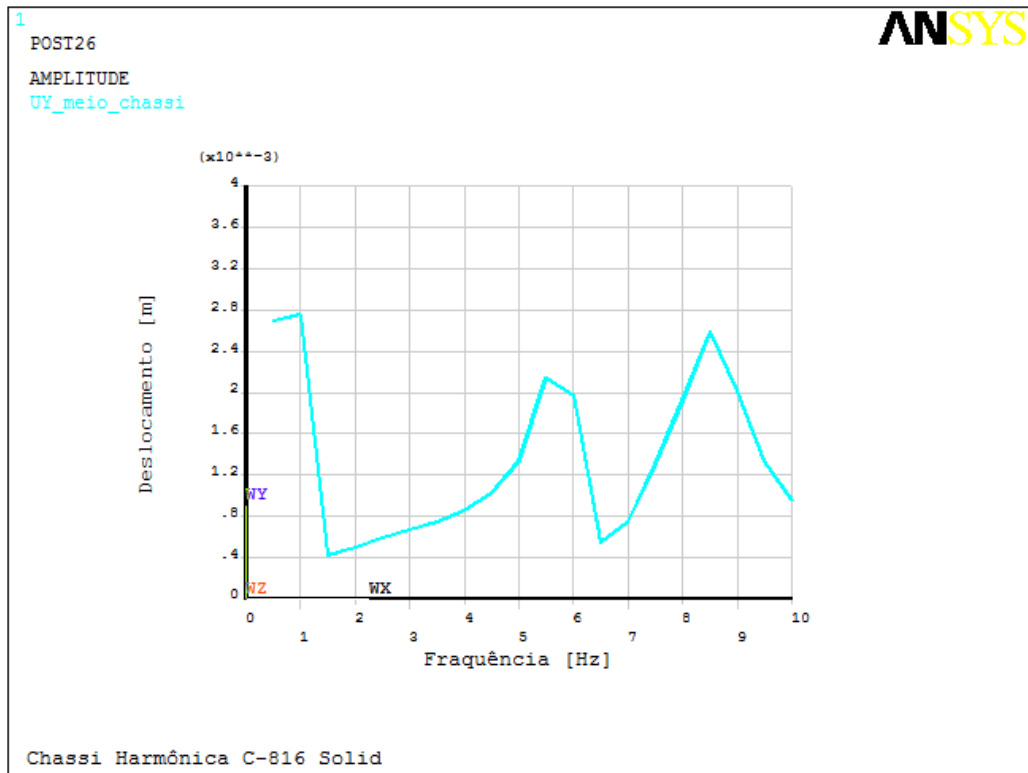


Figura 55 – Gráfico ampliado da análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 6804

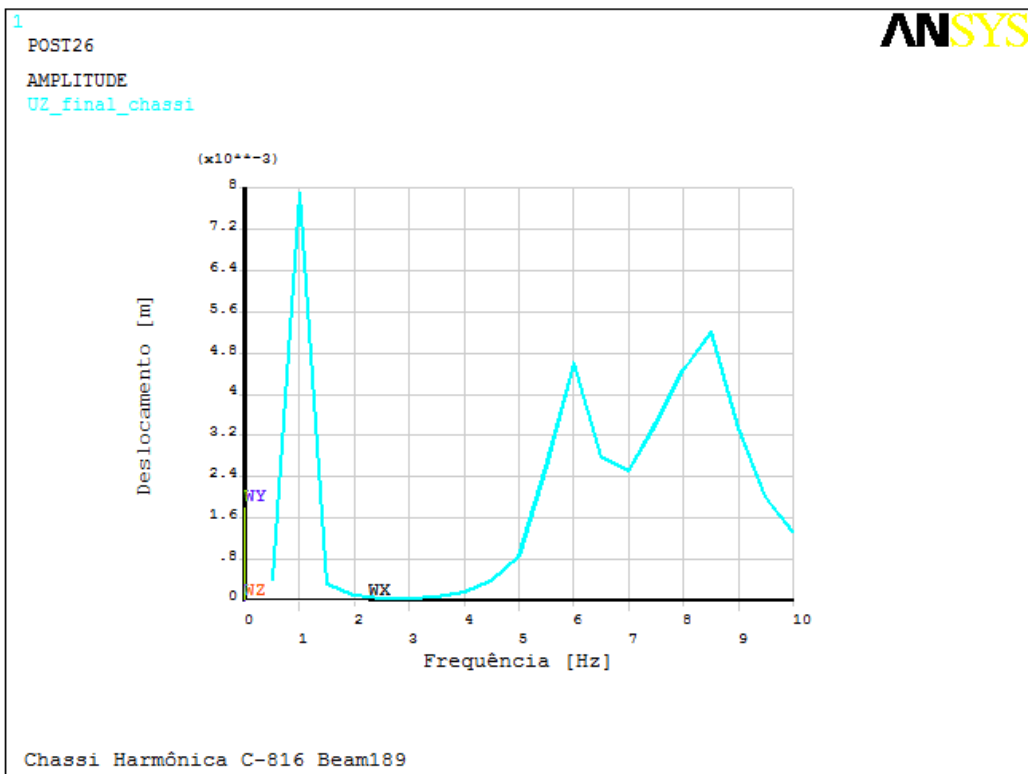


Figura 56 – Gráfico ampliado da análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 126

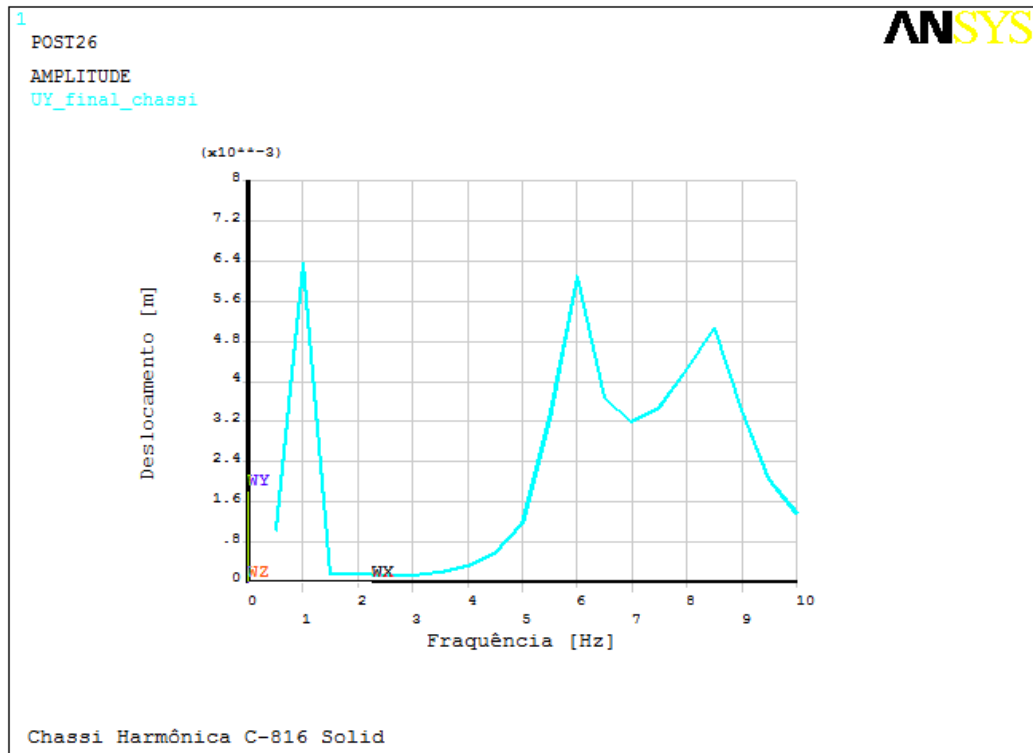


Figura 57 – Gráfico ampliado da análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 5421

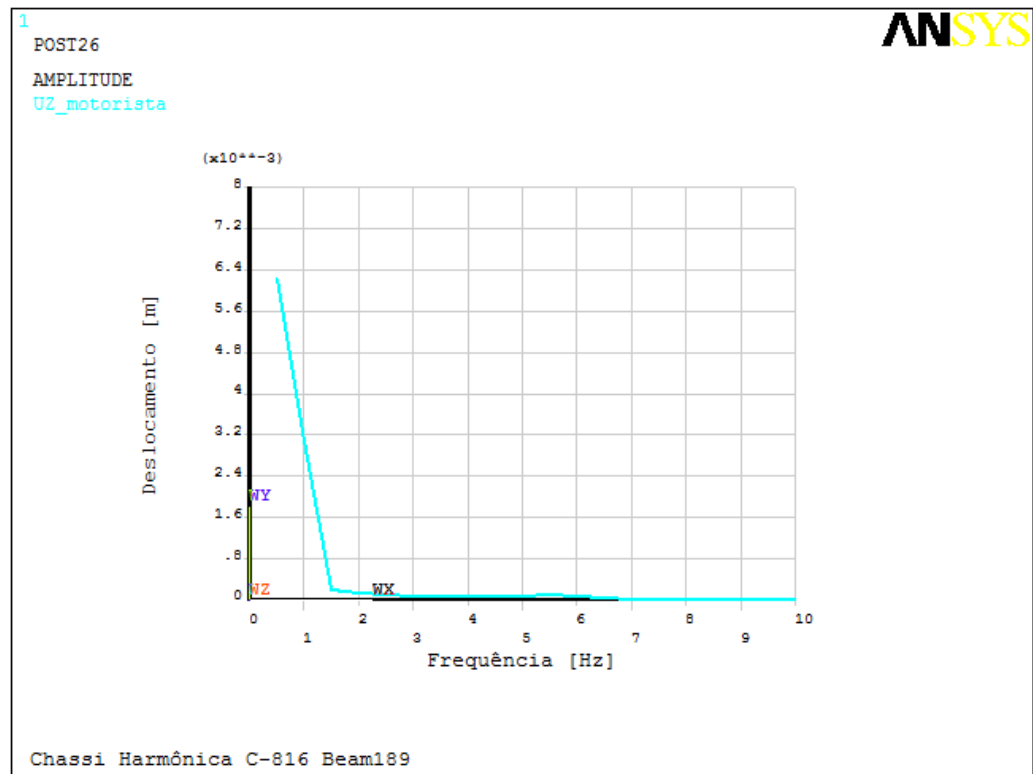


Figura 58 – Gráfico ampliado da análise harmônica Beam189 deslocamento no nó 394 (motorista)

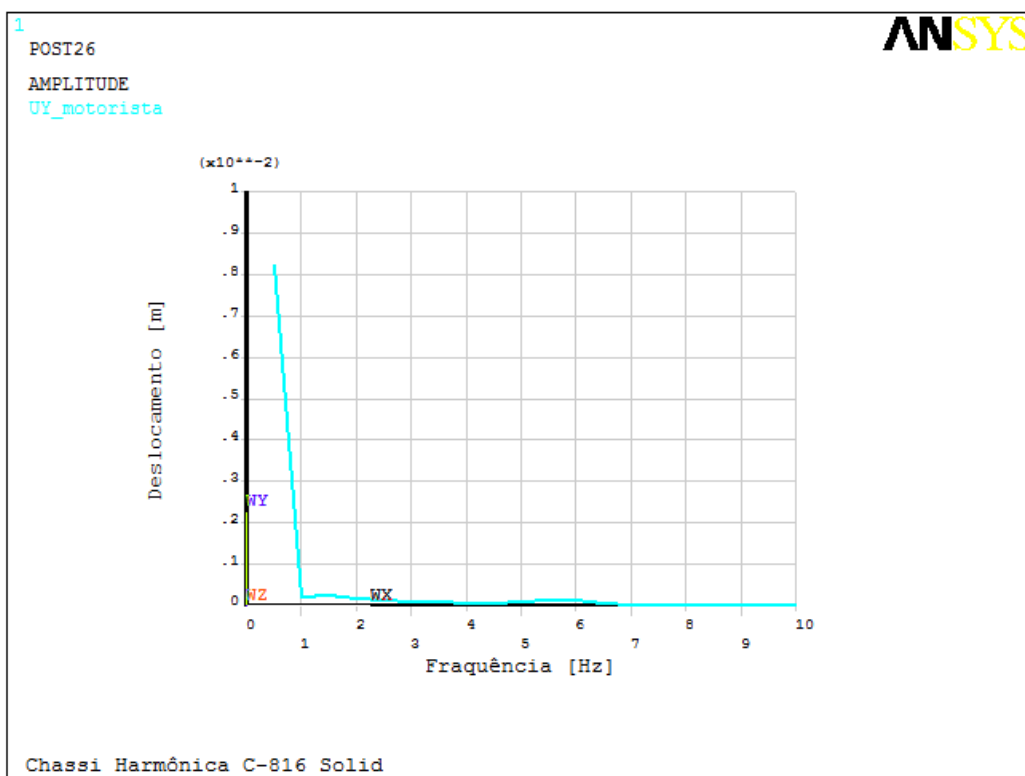


Figura 59 – Gráfico ampliado da análise harmônica Solid92 deslocamento no nó 14129 (motorista)

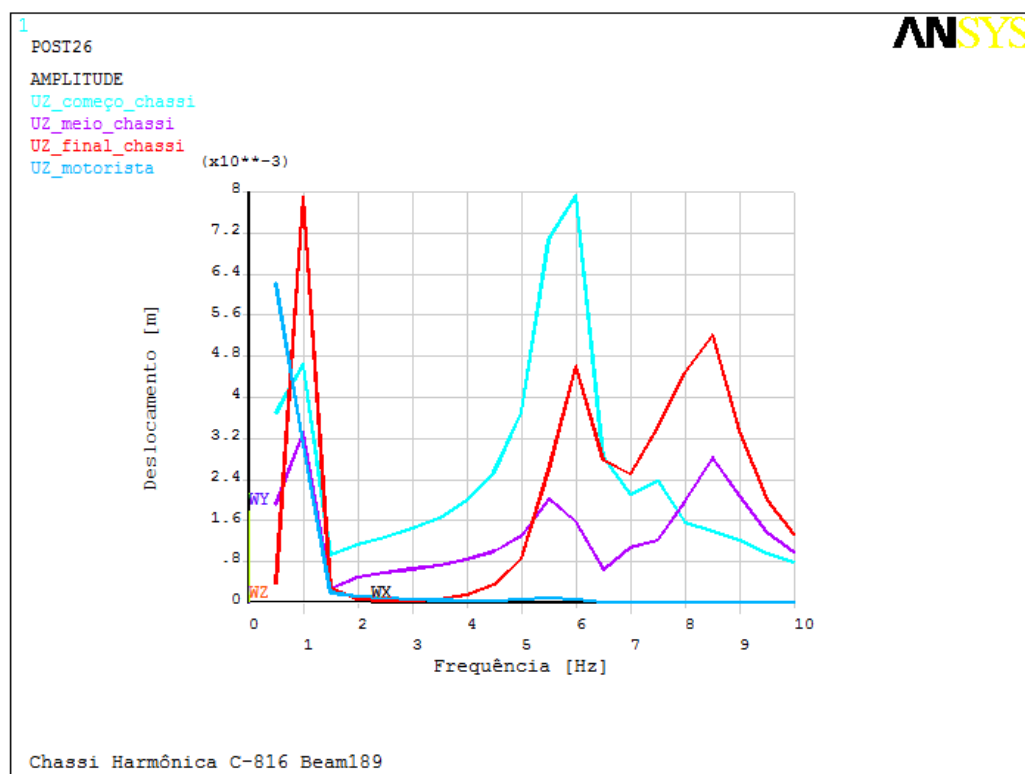


Figura 60 – Gráfico ampliado da análise harmônica Beam189

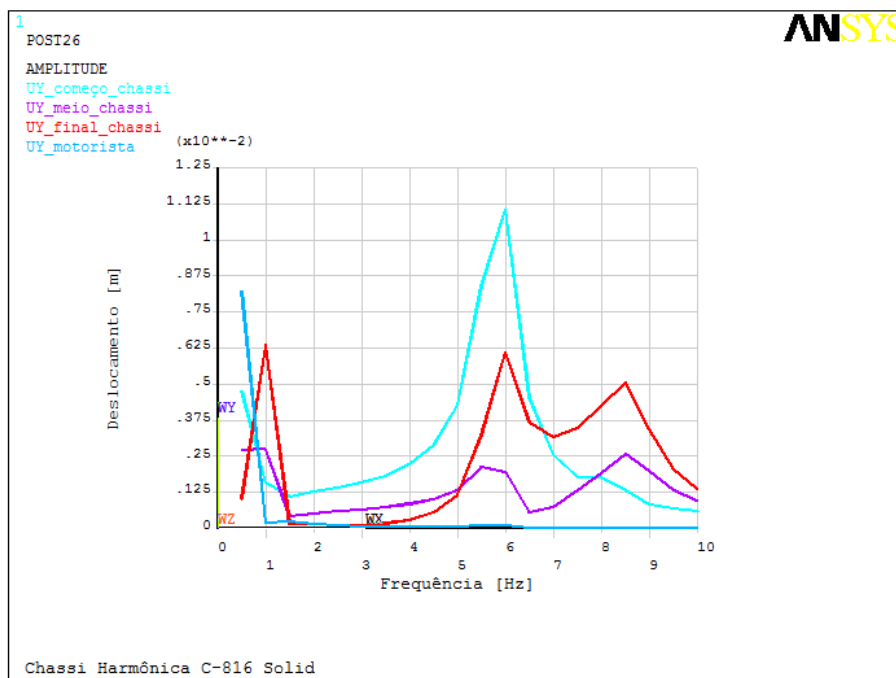


Figura 61 – Gráfico ampliado da análise harmônica Solid92

A partir da análise destes gráficos e dos dados apresentados na Tab. (14), é possível perceber que para a simulação com elemento Beam189, as frequências mais significativas foram as de 1,02 Hz e 5,819 Hz que geraram um deslocamento máximo de 8 mm e, para o elemento Solid92, a frequência mais significativa foi a de 5,841 Hz que gerou um deslocamento máximo de 11,25 mm.

A frequência de 1.02 Hz corresponde ao modo de vibração de torção pura e as de 5,8 Hz correspondem ao modo de torção em conjunto da elevação da parte frontal do chassi, Fig. (62), o que justifica o fato dos nós correspondentes ao começo e final do chassi apresentarem os maiores deslocamentos

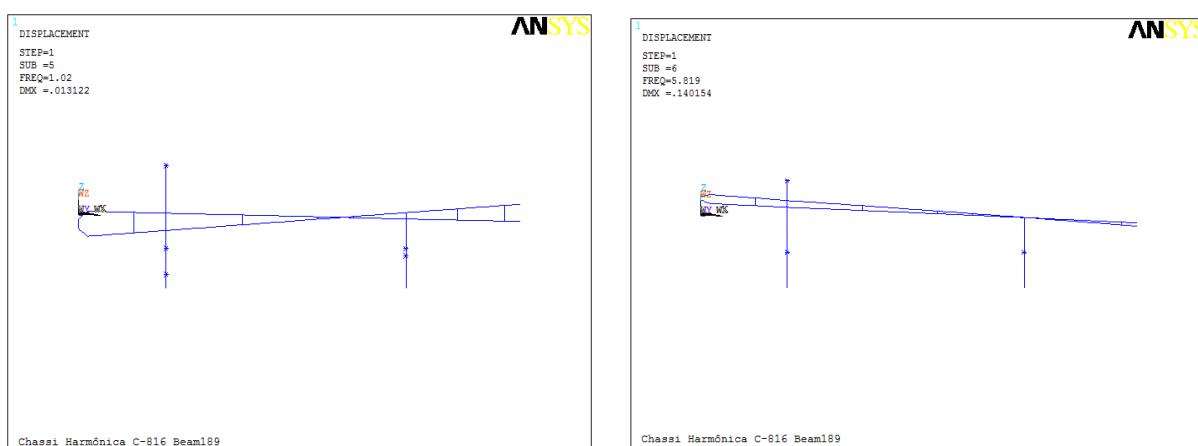


Figura 62 – Modos de vibração correspondentes às frequências de 1,02 Hz e 5,8 Hz

Tabela 14 - Resultados análise harmônica

	Beam189		Solid92	
	Frequência [Hz]	Deslocamento [mm]	Frequência [Hz]	Deslocamento [mm]
Extremidade dianteira (nó 1 e 2333)	1,02	4,8	< 0,5	-
	5,82	8	5,84	11,25
Ponto intermediário (nó 48 e 6804)	1,02	3,3	1,09	2,8
	5,82	2	5,84	2,2
	8,49	2,8	8,53	2,6
Extremidade traseira (nó 126 e 5421)	1,02	8	1,09	6,4
	5,82	4,4	5,84	6
	8,49	5,2	8,53	5
Motorista (nó 394 e 14129)	< 0,5	-	< 0,5	-

3.5. ANÁLISE TRANSIENTE

Em seguida, a análise transiente foi realizada, pois a análise harmônica só traz informações sobre a fase permanente do sistema. É necessário verificar o comportamento do chassi em termos de resposta máxima do ponto de vista do dimensionamento estrutural dos perfis da estrutura.

A análise transiente utiliza os mesmos parâmetros de geometria, suspensão, motorista, amortecimento e restrições da análise harmônica, sendo modificando apenas o tipo de carregamento aplicado ao chassi.

Primeiramente, para esse tipo de análise foi aplicado um impulso degrau nos pneus simulando o veículo passando por um quebra-molas. A velocidade considerada para o caminhão passando pelo obstáculo foi de 25km/h, o que corresponde à 6,94m/s. Utilizando o comprimento da ondulação transversal mostrado na Tab. (11) é

possível estimar o tempo de duração do impulso dividindo esse comprimento pela velocidade em m/s, Eq. (24).

$$t = \frac{\Delta S}{\Delta V} = \frac{3,7}{6,94} = 0,53s \quad (24)$$

A defasagem entre o impulso nas rodas dianteiras e traseiras é obtido através do mesmo procedimento, considerando agora a distância entre eixos do caminhão para a divisão pela velocidade, Eq. (25).

$$t_0 = \frac{\Delta S}{\Delta V} = \frac{3,3}{6,94} = 0,48s \quad (25)$$

Com os parâmetros de tempo calculados, foi possível gerar um carregamento para excitar a estrutura com as mesmas características apresentadas nos gráficos das Figs (63) e (64), com seus valores de tempo apresentados na Tabela (15).



Figura 63 – Impulso degrau aplicado nas rodas dianteiras

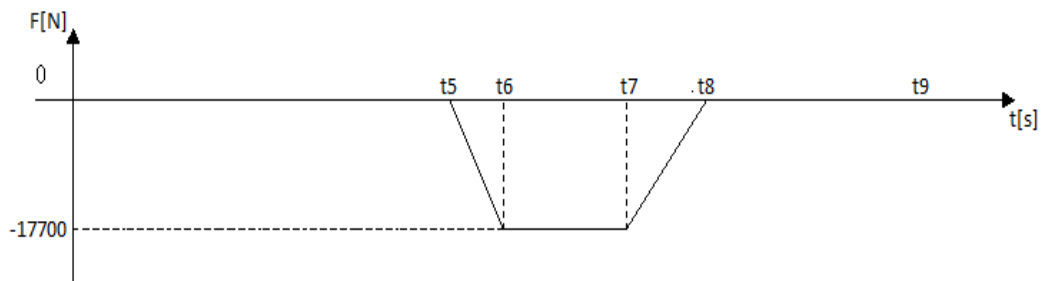


Figura 64 – Impulso degrau aplicado nas rodas traseiras

Tabela 15 - Valores de tempo impulso degrau

Pontos do gráfico	Tempo [s]
t1	0,001
t2	0,002
t3	0,532
t4	0,553
t5	1,013
t6	1,014
t7	1,544
t8	1,545
t9	30

Como os tempos t1 e t2, t3 e t4, t5 e t6, t7 e t8 são muito próximos, cerca de 0.001s, o impulso gerado pelo carregamento descrito no gráfico das Figs. (63) e (64) pode ser considerado como um impulso degrau. Com o carregamento em questão aplicado à estrutura, foi realizada uma análise transiente utilizando o elemento Beam189 adquirindo os resultados nos mesmos quatro nós do modelo utilizados anteriormente. A evolução dos deslocamentos no tempo está apresentada nas Figs de (65) à (68) para os referidos nós, correspondentes às extremidades do chassi, ponto médio e motorista. Os resultados numéricos obtidos na análise em termos de amplitude do pico dos deslocamentos e tempo de dissipação do impulso aplicado, são apresentados na Tabela (16).

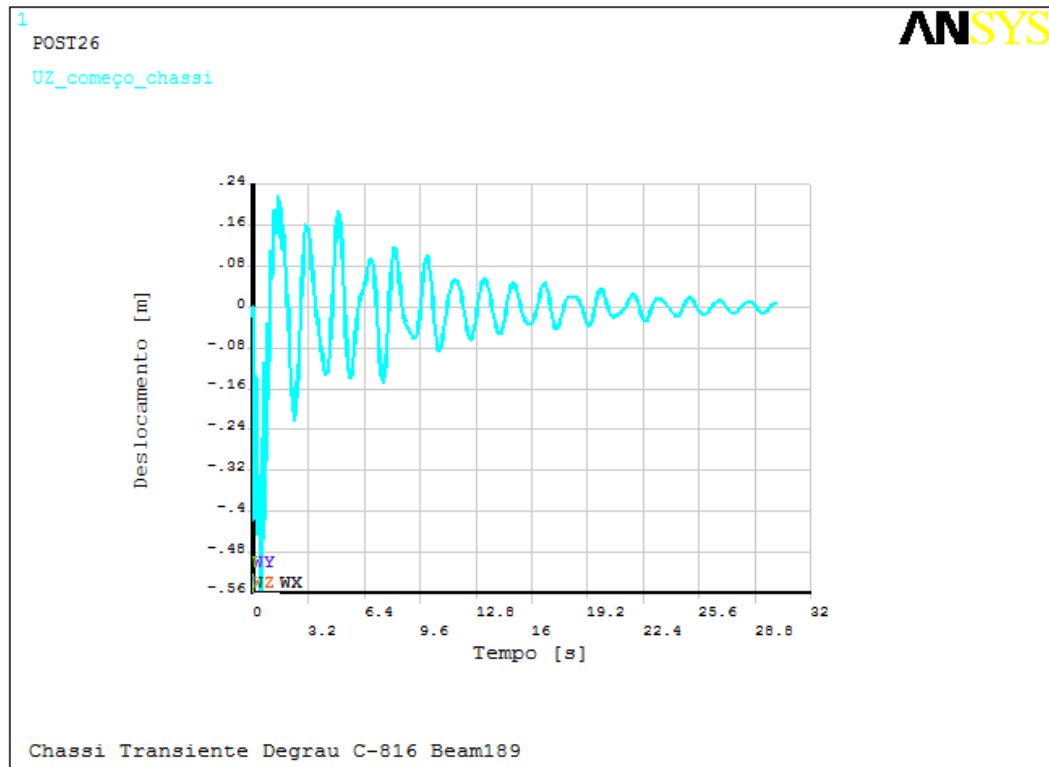


Figura 65 – Análise transiente Beam189, impulso degrau, deslocamento no nó 1

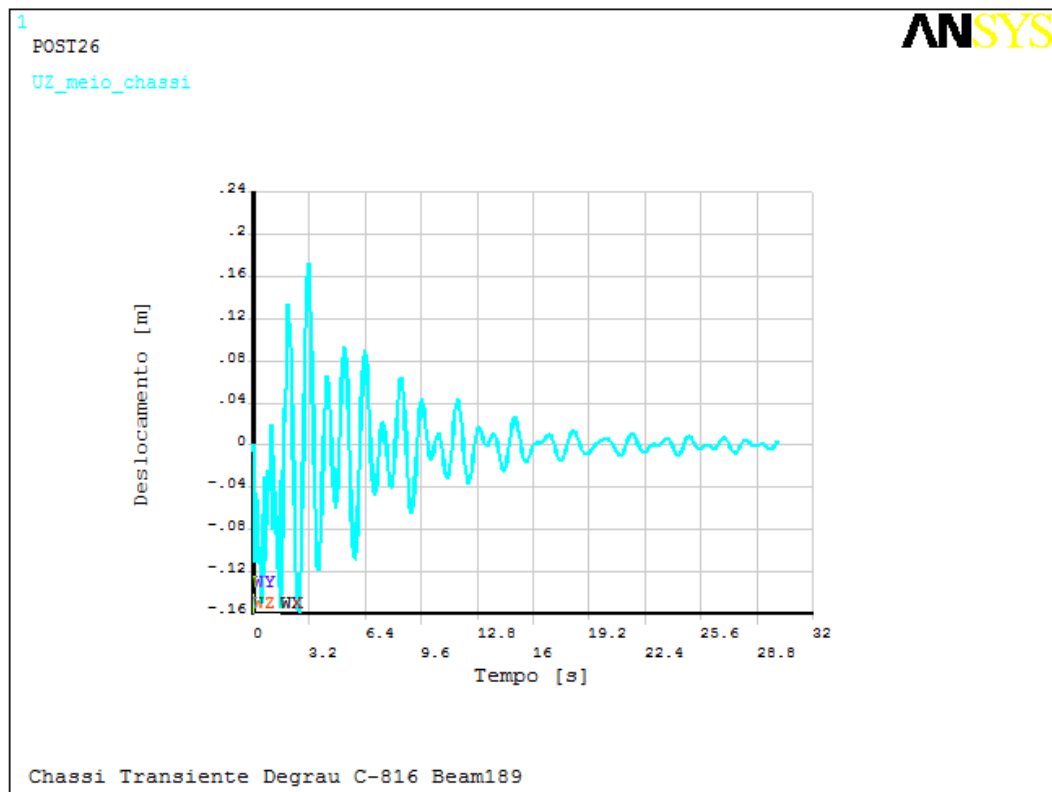


Figura 66 – Análise transiente Beam189, impulso degrau, deslocamento no nó 48

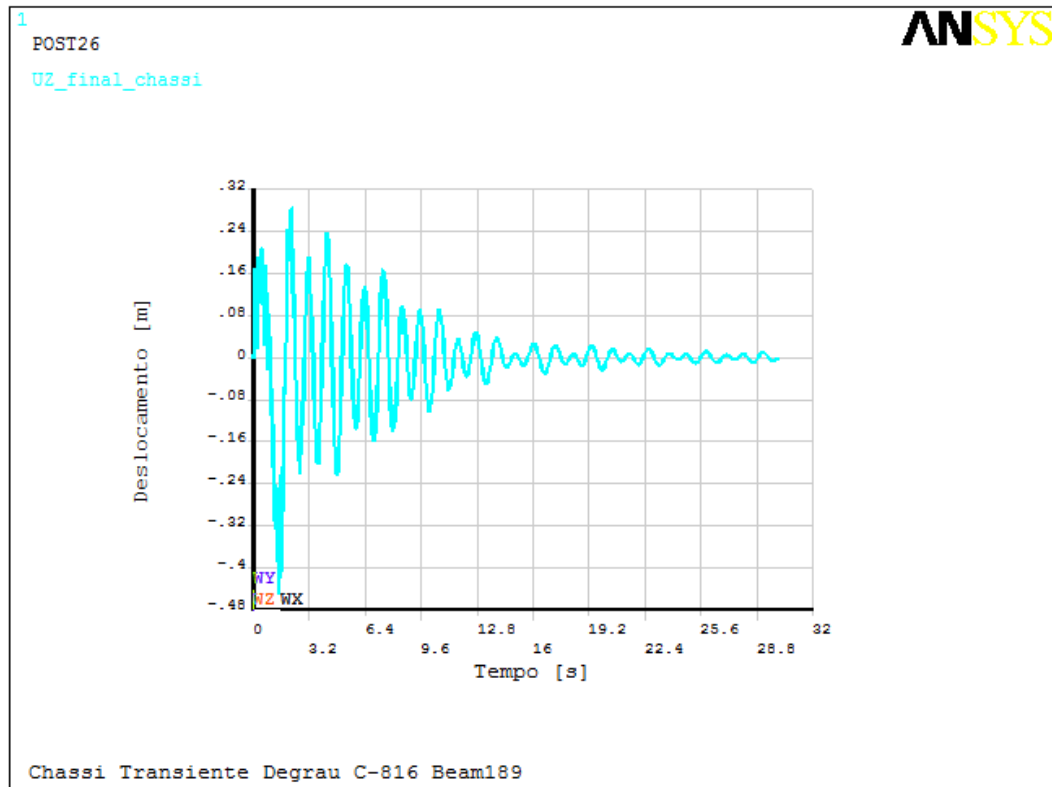


Figura 67 – Análise transiente Beam189, impulso degrau, deslocamento no nó 126

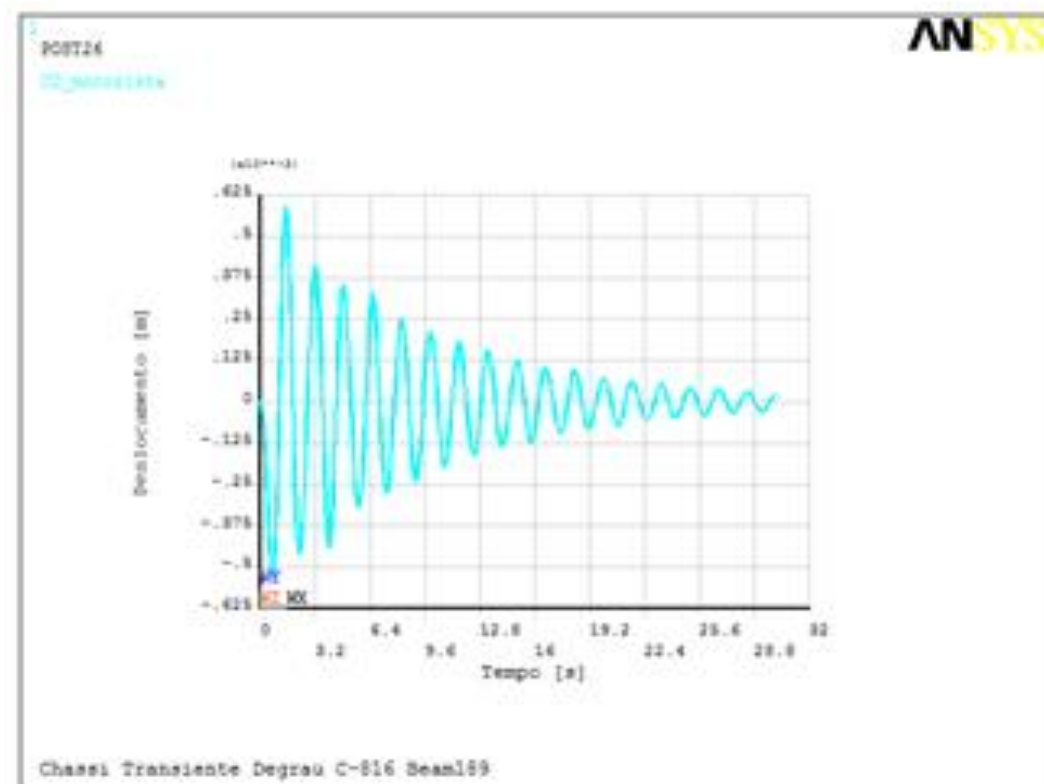


Figura 68 – Análise transiente Beam189, impulso degrau, deslocamento no nó 394 (motorista)

Tabela 16 - Resultados análise transiente impulso degrau

	Deslocamento [mm]	Tempo de dissipação [s]
Extremidade dianteira (nó 1)	560	22,4
Ponto intermediário (nó 48)	160	19
Extremidade traseira (nó 126)	480	16
Motorista (nó 394)	0,6	28,8

Percebe-se que o comportamento do chassi foi como o esperado, por se tratar de uma estrutura com taxa de amortecimento menor que 1, ela se comportou como um sistema subamortecido, com o impulso sendo dissipado ao longo do tempo. O menor deslocamento gerado pelo impulso foi de 0,6mm e ocorreu no motorista.

Uma outra análise transiente foi realizada aplicando uma força senoidal no sistema com magnitude igual à força ocasionada ao passar pelo quebra-molas e frequência de excitação de 90% da frequência mais significativa verificada através da análise harmônica, que no caso é de 5.819 Hz, Figs (69) e (70), com seus valores de tempo apresentados na Tabela (15).

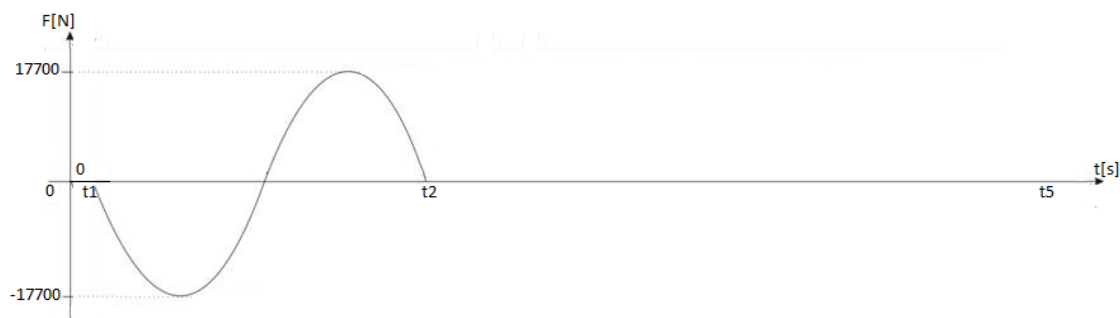


Figura 69 – Força senoidal aplicada nas rodas dianteiras

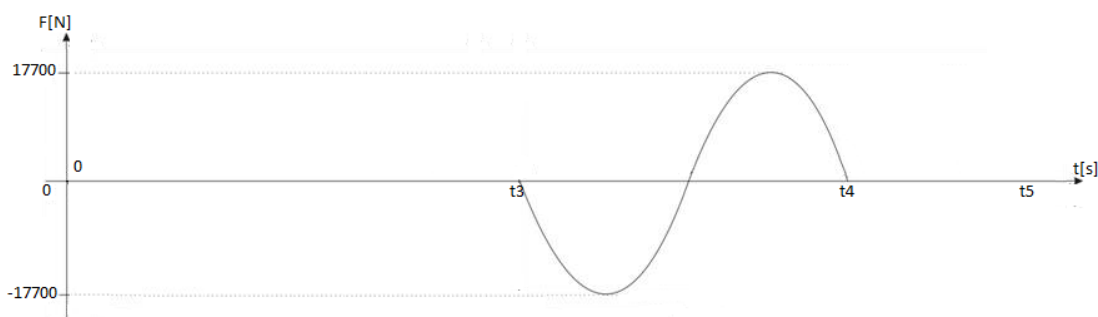


Figura 70 – Força senoidal aplicada nas rodas traseiras

Os parâmetros das Figs. (69) e (70) e da Tab. (17) foram utilizados a fim de se obter o comportamento do motorista, quando o chassi é excitado com uma frequência próxima à sua frequência natural. Os gráfico da resposta no tempo nos diversos nós analisados são apresentados nas Figuras de (71) à (74). Os resultados numéricos obtidos na análise em termos de amplitude do pico dos deslocamentos e tempo de dissipação do impulso aplicado, são apresentados na Tabela (18).

Tabela 17 - Valores de tempo força senoidal

Pontos do gráfico	Tempo [s]
t1	0,001
t2	0,192
t3	0,672
t4	0,863
t5	10

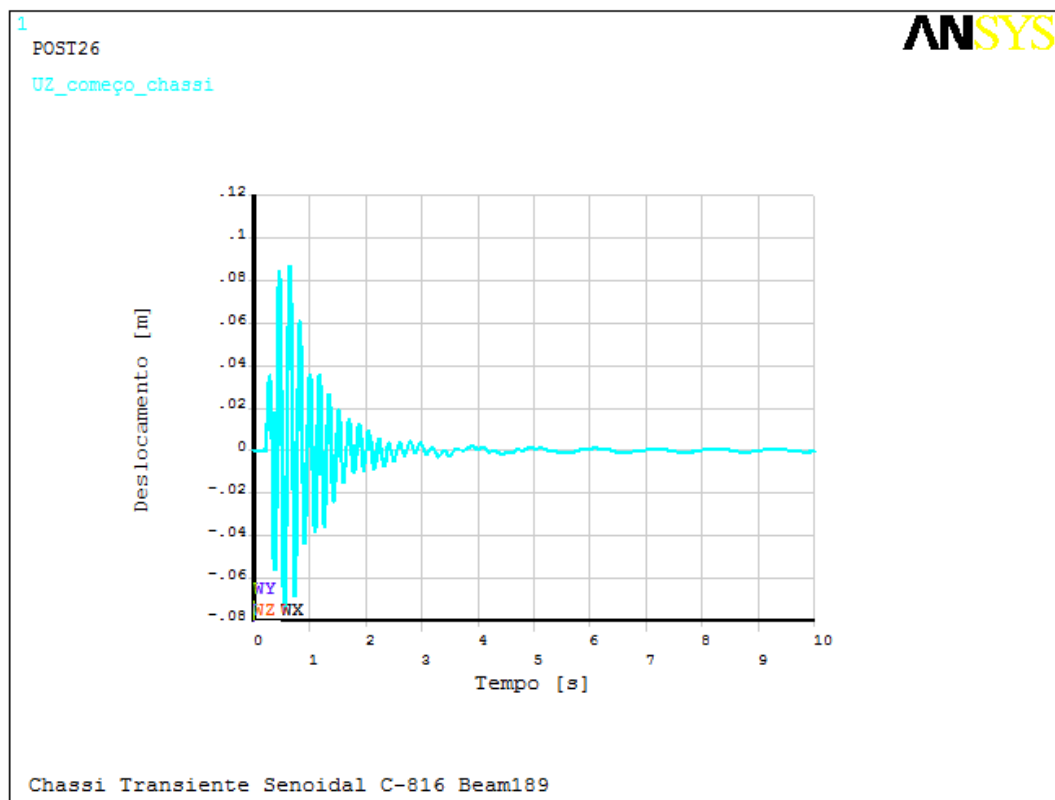


Figura 71 – Análise transiente Beam189, força senoidal, deslocamento no nó 1

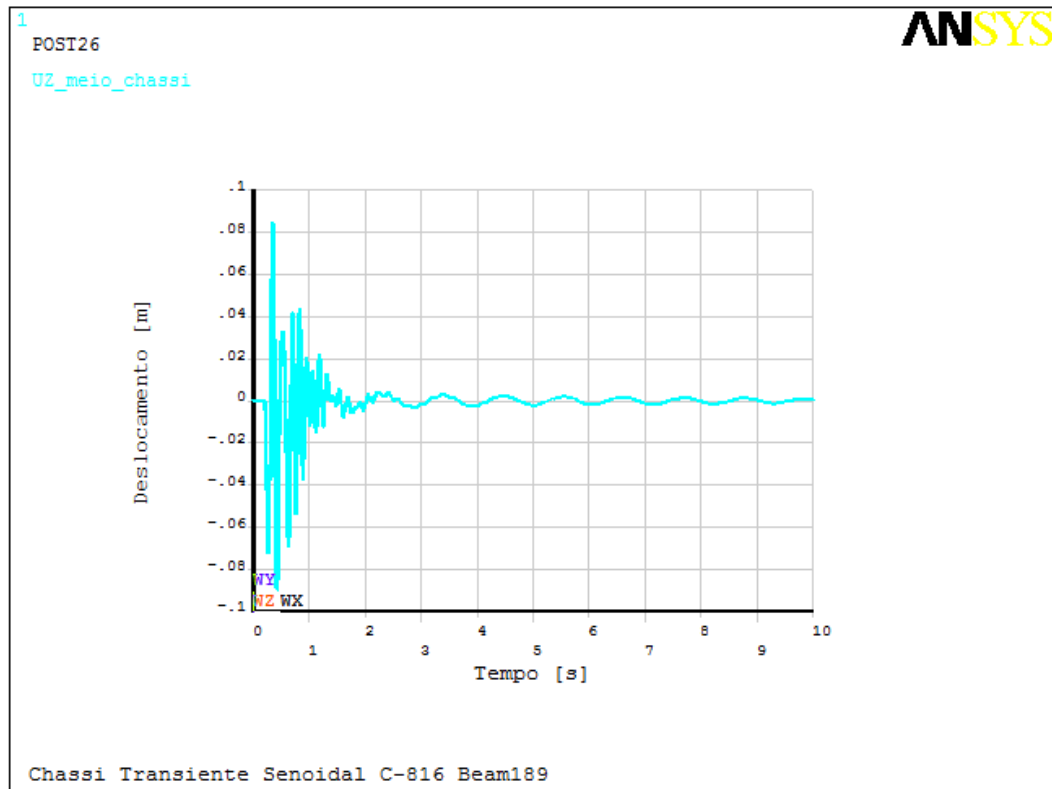


Figura 72 – Análise transiente Beam189, força senoidal, deslocamento no nó 48

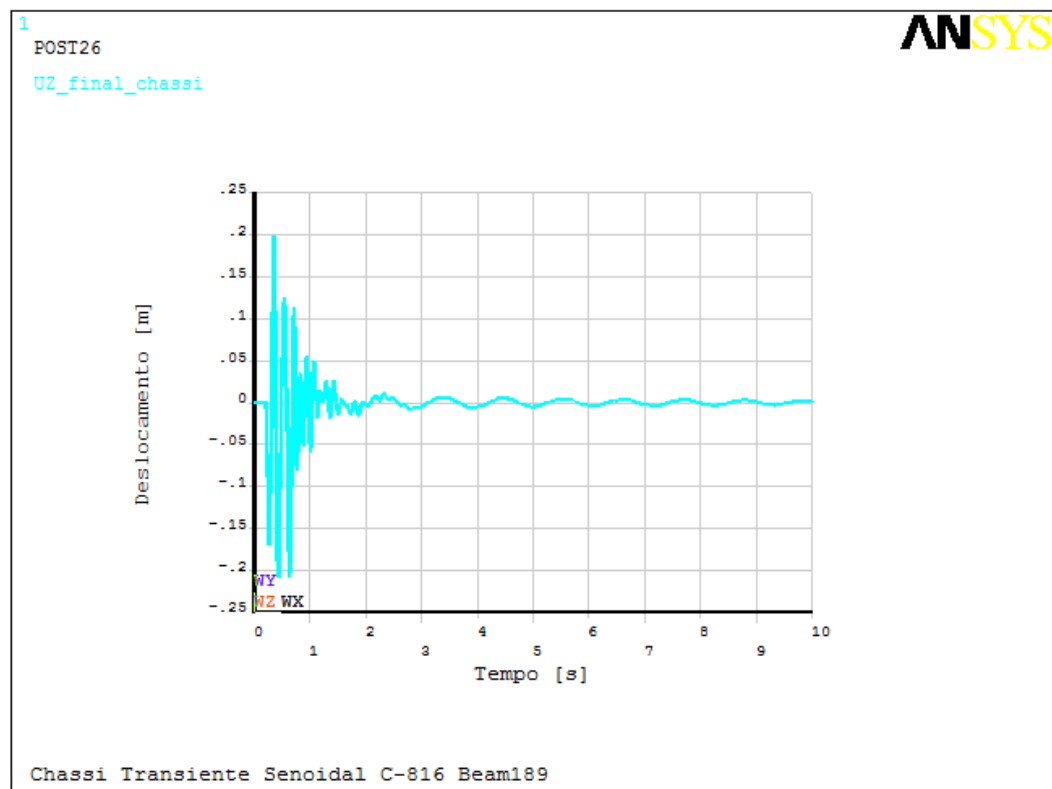


Figura 73 – Análise transiente Beam189, força senoidal, deslocamento no nó 126

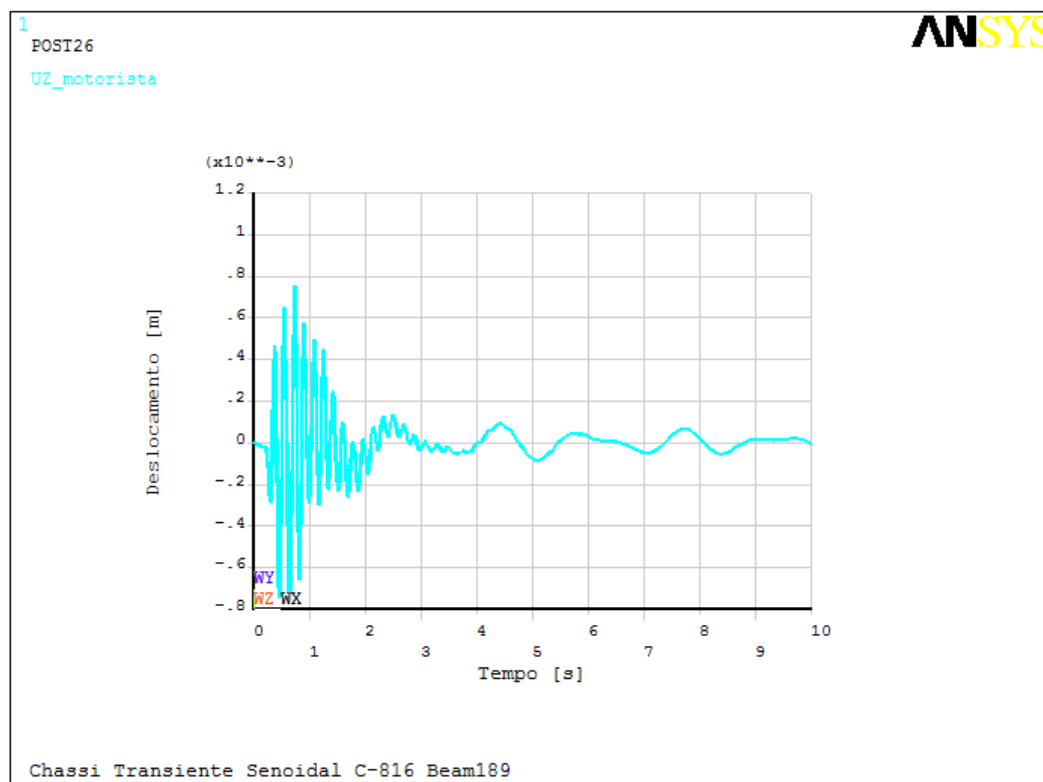


Figura 74 – Análise transiente Beam189, força senoidal, deslocamento no nó 394 (motorista)

Tabela 18 - Resultados análise transiente impulso senoidal

	Deslocamento [mm]	Tempo de dissipação [s]
Extremidade dianteira (nó 1)	90	4
Ponto intermediário (nó 48)	90	3
Extremidade traseira (nó 126)	200	3
Motorista (nó 394)	0.8	7

Pela análise dos gráficos das Figs. de (71) à (74), percebe-se que o chassi e o motorista sofreram deslocamentos significativos em um curto espaço de tempo ocasionado pela proximidade que o carregamento se encontra da frequência de ressonância do chassi. A Tab. (18) mostra que onde ocorreu o maior deslocamento foi no final do chassi, o que é justificável pois, o impulso gerado na roda dianteira não se encontra totalmente dissipado quando é aplicado o impulso na roda traseira, portanto é o local onde ocorre superposição dos impulsos. Os resultados numéricos obtidos nas duas análises realizadas em termos de amplitude do pico dos

deslocamentos e tempo de dissipação do impulso aplicado, são apresentados na Tabela (19).

Tabela 19 - Resultados análise transiente impulso degrau e senoidal

	Impulso degrau		Impulso senoidal	
	Deslocamento [mm]	Tempo de dissipação [s]	Deslocamento [mm]	Tempo de dissipação [s]
Extremidade dianteira (nó 1)	560	22,4	90	4
Ponto intermediário (nó 48)	160	19	90	3
Extremidade traseira (nó 126)	480	16	200	3
Motorista (nó 394)	0,6	28,8	0.8	7

Nas duas análises transiente, o deslocamento no motorista foi muito menor que os deslocamentos do chassi, pois os impulsos são absorvidos pelo pneu e suspensão antes de chegar ao motorista.

4. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

A partir da análise estática, percebe-se que o chassi simulado respondeu bem aos esforços aplicados. A tensão máxima obtida foi menor que a tensão de escoamento do material e a estrutura sofreu poucos deslocamentos, com isso a estrutura apresenta boa resposta para a condição de rigidez e de integridade.

Com a análise modal foi possível verificar que os modos de vibração e as frequências naturais foram próximas para dois tipos de elementos distintos, sendo o primeiro e o quarto modo de vibração correspondente à torção do chassi, com o quarto modo proporcionando o maior deslocamento (13.5 cm). Suas frequências naturais situaram entre 11 e 70 Hz, demonstrando que o modelo proposto para a simulação foi bem representado no software ANSYS, pois apresentou valores de frequências na mesma ordem de grandeza dos obtidos por outros estudos de mesma natureza, conforme mostrado na Tab. (9).

A análise harmônica em comparação com a análise modal apresentou boa concordância pois os picos corresponderam aos valores de frequência natural. Os resultados obtidos com diferentes elementos também apresentaram boa concordância.

A análise harmônica mostrou que os harmônicos mais importantes na resposta adquirida para diferentes pontos do chassi corresponderam às frequências mais baixas. Informação importante para o projeto de uma suspensão, o que não foi objeto do presente trabalho.

Também foi possível perceber que para diferentes pontos do chassi a frequência mais significativa se manteve a mesma, em 5,8 Hz, correspondendo ao modo de vibração de torção com elevação da parte frontal do chassi.

A partir da análise transiente foi possível verificar que o chassi se comporta como um sistema subamortecido e, analisando dois casos de carregamento buscando soluções mais desfavoráveis, os deslocamentos máximos se mantiveram dentro de níveis aceitáveis. Inclusive para a modelagem do motorista, evidenciando a importância do sistema de suspensão para a dirigibilidade e conforto do mesmo.

O maior deslocamento ocorreu na extremidade traseira do chassi, pois o impulso gerado na roda dianteira não se encontra totalmente dissipado quando é

aplicado o impulso na roda traseira, portanto é o local onde ocorre superposição dos impulsos.

Para o impulso senoidal tanto o chassi quanto o motorista sofreram deslocamentos significativos em um curto espaço de tempo ocasionado pelo fato de considerar a frequência de excitação próxima ao pico de ressonância da estrutura.

O software ANSYS mostrou-se uma ferramenta computacional eficiente para análise estrutural de chassi tipo escada.

Na indústria automotiva, devido a política de segredo industrial, se torna muito difícil a obtenção de informações e parâmetros para realização das simulações e não foram encontrados na literatura trabalhos semelhantes para comparação dos resultados obtidos com as análises transientes, evidenciando a originalidade do presente trabalho.

Para dar continuidade ao trabalho pode-se realizar uma análise transiente com o elemento Solid92 e com uma excitação aleatória, comparando os resultados obtidos com resultados experimentais.

Pode ser realizado um estudo mais aprofundado da suspensão, incluindo o amortecedor, e também pode ser projetado um chassi.

Bibliografia

- Anfavea - Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores. Disponível em: < <http://www.anfavea.com.br/> >. Acesso em: 10 jun 2013
- ANSYS Tutorials, 2011
- Bathe, K.J. & Wilson, E.L., “Numerical Methods in Finite Element Analysis, Prentice-Hall Englewood Cliffs”, New Jersey, 1976
- Batista, M. H. e Costa, S. M.G. “O modal rodoviário e as exportações: O caso Brasileiro”, UFSC, 2009
- Barata, J. K. “Monocoque e monobloco – você sabe a diferença?”, 2012, Disponível em: < <http://www.jalopnik.com.br/> >. Acesso em 01 jul 2013
- Cardoso E. e Oliveira B.F., “Estudo do Comportamento do Chassi de Veículo em Espuma Metálica Submetido a Tese de Impacto”, artigo de periódico publicado no Design & Tecnologia, UFRGS, 2010
- Casotti, B. P. e Goldenstein, M., “Panorama do setor automotivo: As mudanças estruturais da indústria e as perspectivas para o Brasil”, BNDES, 2008
- Castro, M. S. “Uma metodologia para melhoria da rigidez torcional de componentes estruturais automotivos”, Dissertação para obtenção de grau de mestre, UFSC, 2008
- Chandra, M. R., Sreenivasulu, S., Hussain, S. T., “Modeling and Structural Analysis of Heavy Vehicle Chassis Made of Polymeric Composite Material by Three Different Cross Sections”, Journal of Mechanical and Production Trans Stellar, 2012
- Clough, R. W.; Penzien, J. “Dynamics of structures, Mc Graw Hill”, 2a ed, 1993
- Costa P. G. “A bíblia do carro”, 2001
- FOROUZAN, Mohammad; HOSEINI, Rouhollah. “Dynamic Analysis of a Truck *Chassis*”. University of Technology, Isfahan, Iran. 2010
- Freitas Jr, Luís M. P. “Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo Macpherson”, Dissertação de mestrado, São Carlos, 2006
- Garcia O. e Brunetti F., “Motores de Combustão Interna”, 2.ed. São Paulo: F.Brunetti, 1992
- Garbin, L. “Dinâmica Veicular”, VirtualCAE, SP, 2012
- Gillespie, Thomas D. “*Fundamentals of Vehicle Dynamics*”, Society of Automotive Engineers Inc., USA, 1992.
- HAN FUI, Teo; RAHMAN, Roslan. “Statics and Dynamics Structural Analysis of a 4.5 ton Truck Chassis” Universiti Teknologi Malaysia, 2007

- Happian-Smith, J., "An Introduction to modern vehicle desing", Butterworth Heinemann, 2002
- Implementador "Manual do Implementador da Ford Caminhões de 2013". Disponível em:< <http://www.ford.com.br/>>. Acesso em: 30 jun 2013
- Implementador "Manual do Implementador da Ford Caminhões de 2011". Disponível em:< <http://www.ford.com.br/>>. Acesso em: 30 jun 2013
- Lervolino, F. "Crescimento da indústria automobilística e de autopeças no Brasil nos últimos 10 anos" 2012
- Madenci E.; Guven I. "The finite element Method and Applications in Engineering Using ANSYS", Springer, 2006
- MAMED, Ana Lúcia, Simulações de modelos dinâmicos com amortecimento não-proporcional, São Carlos, 2008
- Moura, H. G. "Métodos de Identificação de Forças em Sistemas Vibroacústicos", Dissertação para obtenção de grau de Doutor em engenharia mecânica, UFSC, 2010
- Norma ABNT NBR 6656
- Oliveira, F. C. G., "Contribuição ao desenvolvimento de uma estrutura veicular tipo spaceframe usando o método dos elementos finitos e métodos heurísticos de otimização numérica", Dissertação para obtenção do título de Mestre em engenharia mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, 2007
- Parreira, V. H. R. "Monobloco e carroceria sobre chassi: vantagens e desvantagens", 2009. Disponível em: <<http://bestcars.uol.com.br>>. Acesso em 01 jul 2013
- Paula, A. S; Luíz, A; Neves, R. S; Avila, S. M., "Análise Modal de uma Estrutura de Chassi de Caminhão por um Modelo Simplificado", Universidade de Brasília, 2012, Artigo publicado no ECT 2013
- Paz, M., "Structural Dynamics – Theory and Computation, Van Nostrand Reinhold Company", New York, 1985
- Rao, S. "Vibrações Mecânicas", Quarta edição, Pearson, 2008
- Resolução CONTRAN 39/1998
- Robinson, S. J. "Car chassis construction", 2013. Disponível em: < <http://petrolsmell.com/>>. Acesso em 01 jul 2013
- Rocha, F. K. "Desenvolvimento de uma metodologia para análise de estrutura veicular", UFSC, 2004
- Santos, V. L. "Estudo da dinâmica vertical de um veículo através da teoria de sistemas Multicorpos", Trabalho de conclusão de curso, Politécnica USP, 2007

- Soares, F. S, Geritz, L. C, Cervieri, A., Aires, A. F. R., da Silveira, M. A.,
“Desenvolvimento de um chassis automotivo para um veículo elétrico de pequeno
porte”, Publicado na revista de iniciação científica da ULBRA – N°10/2012
- Vergara, R. F. “Análise de Torres Anemométricas e de Sustentação de Turbinas
Eólicas”, Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Oceânica,
Universidade do Rio Grande do Sul, 2005
- Zehsaz, M., Tahami, V. F., Esmaeili, F. “The Effect of Connection-Plane Thickness on
Stress of Truck Chassis with Riveted and Welded Joints under Dynamic Loads”,
Asian Journal of Applied Sciences, 2009

ANEXOS

		Pág.
Anexo I	Código do ANSYS Análise Modal	62
Anexo II	Código do ANSYS Análise Harmônica	65
Anexo III	Código do ANSYS Análise Transiente	71

ANEXO I: Código do ANSYS Análise Modal

FINISH
/CLEAR

/FILNAM, Trabalho TCC
/title, Chassi modal C-816 solid
/UNITS, SI

/PREP7

ET,1,solid92 !Tipo do elemento

!Propriedades do material

mp,ex,1,2.07e11	!módulo de young's para o material 1 [Pa]
mp,prxy,1,0.31	!coeficiente de Poisson para o material 1
mp,dens,1,7798	!densidade para o material 1 material [Kg/m³]

!Criação das transvesinas

RECTNG,768e-3 + 65.4e-3,768e-3,6.4e-3,173.2e-3,
RECTNG,768e-3 + 64.5e-3,768e-3 - 6.4e-3,0,179.6e-3,

RECTNG,2253e-3 + 65.4e-3,2253e-3,6.4e-3,173.2e-3,
RECTNG,2253e-3 + 64.5e-3,2253e-3 - 6.4e-3,0,179.6e-3,

RECTNG,3294e-3 + 65.4e-3,3294e-3,6.4e-3,173.2e-3,
RECTNG,3294e-3 + 64.5e-3,3294e-3 - 6.4e-3,0,179.6e-3,

RECTNG,3783e-3 + 65.4e-3,3783e-3,6.4e-3,173.2e-3,
RECTNG,3783e-3 + 64.5e-3,3783e-3 - 6.4e-3,0,179.6e-3,

RECTNG,5213e-3 + 65.4e-3,5213e-3,6.4e-3,173.2e-3,
RECTNG,5213e-3 + 64.5e-3,5213e-3 - 6.4e-3,0,179.6e-3,

RECTNG,5868e-3 + 65.4e-3,5868e-3,6.4e-3,173.2e-3,
RECTNG,5868e-3 + 64.5e-3,5868e-3 - 6.4e-3,0,179.6e-3,

ASBA, 2,1
ASBA, 4,3
ASBA, 6,5
ASBA, 8,7
ASBA, 10,9
ASBA, 12,11

VOFFST,1,865e-3, ,
 VOFFST,2,865e-3, ,
 VOFFST,3,865e-3, ,
 VOFFST,4,865e-3, ,
 VOFFST,5,865e-3, ,
 VOFFST,13,865e-3, ,

!Criação das longarinas

wpro,,,90.000000

RECTNG,-64.5e-3 - 6.4e-3 + 6.4e-3,0,179.6e-3 + 6.4e-3,-6.4e-3,
 RECTNG,-6.4e-3 - 65.4e-3 + 6.4e-3,-6.4e-3,0,173.2e-3 + 6.4e-3,

RECTNG,-865e-3 + 64.5e-3 + 6.4e-3 + 6.4e-3,-865e-3 + 0,179.6e-3 + 6.4e-3,-6.4e-3,
 RECTNG,-865e-3 + 6.4e-3 + 65.4e-3 + 6.4e-3,-865e-3 + 6.4e-3,0,173.2e-3 + 6.4e-3,

ASBA, 61,62
 ASBA, 63,64

VOFFST,61,6078e-3, ,
 VOFFST,65,6078e-3, ,

RECTNG,-1,.1,.5,-.1

VOFFST,81,129E-3

VSBV, 7,9

RECTNG,-1,.1,.5,-.1

VOFFST,61,129E-3

VSBV, 8,7

!Criação das barras frontais

K,145,129E-3,179.6E-3/2,0
 K,146,0,179.6E-3/2,288.33E-3
 K,147,0,179.6E-3/2,576.66E-3
 K,148,129E-3,179.6E-3/2,865E-3

L,145,146
 L,146,147
 L,147,148

wpro,,, -90.000000

```
RECTNG,129e-3 + 65.4e-3 + 6.4e-3,129e-3 + 6.4e-3,6.4e-3,173.2e-3,
RECTNG,129e-3 + 64.5e-3 + 6.4e-3,129e-3 - 6.4e-3 + 6.4e-3,0,179.6e-3,
```

```
ASBA, 63, 61
```

```
FLST,8,3,4
```

```
FITEM,8,145
```

```
FITEM,8,146
```

```
FITEM,8,147
```

```
VDRAG, 64, , , , ,P51X
```

```
VADD,ALL !Soma de todos os volumes
```

```
!Geração da malha
```

```
!d = 0.5
```

```
!d = 0.1 !Tamanho do elemento (malha)
```

```
!d = 0.05
```

```
!d = 0.01
```

```
ESIZE,0.2,0, !Criação da malha
```

```
MSHKEY,0
```

```
MSHAPE,1,3d
```

```
VMESH,all !Aplicação da malha
```

```
/SOLU
```

```
ANTYPE,2 ! Análise modal
```

```
e=16
```

```
MODOPT,SUBSP,e ! Subspace, 10 modes
```

```
EQSLV,FRONT ! Frontal solver
```

```
MXPAND,e ! Expand 10 modes
```

```
SOLVE !Resolve o problema
```

```
FINISH !Encerra o problema
```

```
/POST1
```

```
SET,LIST
```

```
SET,FIRST
```

```
PLDISP ! Display first mode shape
```

ANEXO II: Código do ANSYS Análise Harmônica

```
FINISH
/CLEAR
/FILNAM, Trabalho TCC
/title, Chassi Harmônica C-816 Solid
/UNITS, SI
/PREP7
```

```
ET,1,solid92 !Tipo do elemento
```

```
!Propriedades do material
```

```
mp,ex,1,2.07e11      !módulo de young's para o material 1 [Pa]
mp,prxy,1,0.31       !coeficiente de Poisson para o material 1
mp,dens,1,7798        !densidade para o material 1 material [Kg/m³]
```

```
!SUSPENSAO FRONTAL
```

```
ET,2,COMBIN14
```

```
!Massa não suspensa
```

```
ET,3,MASS21
```

```
!PNEU
```

```
ET,4,COMBIN14
```

```
!Motorista
```

```
ET,5,MASS21
```

```
ET,6,COMBIN14
```

```
!SUSPENSAO TRASEIRA
```

```
ET,7,COMBIN14
```

```
!Real constantes
```

```
R,2,85000,, !K da suspensao frontal
```

```
R,3,,5000, !Massa não suspensa em Y * 10
```

```
R,4,177000,, !K do pneu
```

```
R,5,,1000, !Massa do passageiro em Y * 10
```

```
R,6,19620,, !K do passageiro
```

```
R,7,250000,, !K da suspensao traseira
```

!Criação das transvesinas

RECTNG,768e-3 + 65.4e-3,768e-3,6.4e-3,173.2e-3,
RECTNG,768e-3 + 64.5e-3,768e-3 - 6.4e-3,0,179.6e-3,

RECTNG,2253e-3 + 65.4e-3,2253e-3,6.4e-3,173.2e-3,
RECTNG,2253e-3 + 64.5e-3,2253e-3 - 6.4e-3,0,179.6e-3,

RECTNG,3294e-3 + 65.4e-3,3294e-3,6.4e-3,173.2e-3,
RECTNG,3294e-3 + 64.5e-3,3294e-3 - 6.4e-3,0,179.6e-3,

RECTNG,3783e-3 + 65.4e-3,3783e-3,6.4e-3,173.2e-3,
RECTNG,3783e-3 + 64.5e-3,3783e-3 - 6.4e-3,0,179.6e-3,

RECTNG,5213e-3 + 65.4e-3,5213e-3,6.4e-3,173.2e-3,
RECTNG,5213e-3 + 64.5e-3,5213e-3 - 6.4e-3,0,179.6e-3,

RECTNG,5868e-3 + 65.4e-3,5868e-3,6.4e-3,173.2e-3,
RECTNG,5868e-3 + 64.5e-3,5868e-3 - 6.4e-3,0,179.6e-3,

ASBA, 2,1
ASBA, 4,3
ASBA, 6,5
ASBA, 8,7
ASBA, 10,9
ASBA, 12,11

VOFFST,1,865e-3, ,
VOFFST,2,865e-3, ,
VOFFST,3,865e-3, ,
VOFFST,4,865e-3, ,
VOFFST,5,865e-3, ,
VOFFST,13,865e-3, ,

!Criação das longarinas

wpro,,,90.000000

RECTNG,-64.5e-3 - 6.4e-3 + 6.4e-3,0,179.6e-3 + 6.4e-3,-6.4e-3,
RECTNG,-6.4e-3 - 65.4e-3 + 6.4e-3,-6.4e-3,0,173.2e-3 + 6.4e-3,

RECTNG,-865e-3 + 64.5e-3 + 6.4e-3 + 6.4e-3,-865e-3 + 0,179.6e-3 + 6.4e-3,-6.4e-3,
RECTNG,-865e-3 + 6.4e-3 + 65.4e-3 + 6.4e-3,-865e-3 + 6.4e-3,0,173.2e-3 + 6.4e-3,

ASBA, 61,62
ASBA, 63,64

VOFFST,61,6078e-3, ,
VOFFST,65,6078e-3, ,

RECTNG,-1,.1,.5,-.1

VOFFST,81,129E-3

VSBV, 7,9

RECTNG,-1,.1,.5,-.1

VOFFST,61,129E-3

VSBV, 8,7

!Criação das barras frontais

K,145,129E-3,179.6E-3/2,0

K,146,0,179.6E-3/2,288.33E-3

K,147,0,179.6E-3/2,576.66E-3

K,148,129E-3,179.6E-3/2,865E-3

!L = 220

L,145,146

L,146,147

L,147,148

wpro,,, -90.000000

RECTNG,129e-3 + 65.4e-3 + 6.4e-3,129e-3 + 6.4e-3,6.4e-3,173.2e-3,

RECTNG,129e-3 + 64.5e-3 + 6.4e-3,129e-3 - 6.4e-3 + 6.4e-3,0,179.6e-3,

ASBA, 63, 61

FLST,8,3,4

FITEM,8,145

FITEM,8,146

FITEM,8,147

VDRAG, 64, , , , ,P51X

VADD,ALL !Soma de todos os volumes

!Geração da malha

ESIZE,0.1,0, !Criação da malha

MSHKEY,0

MSHAPE,1,3d

VMESH,all !Aplicação da malha

!NÓS PARA SISTEMA SUSPENSÃO E PNEU

N,14121,1.20959804700,0.0000 - 0.5,0.354500000000E-01
 N,14122,1.20959804700, 0.504034006359E-16 - 0.5,0.823150000000
 N,14123,4.50931508500,-0.320000000000E-02 - 0.5,0.354500000000E-01
 N,14124,4.50931508500, -0.320000000000E-02 - 0.5,0.826350000000
 N,14125,1.20959804700,0.0000 - 1,0.354500000000E-01
 N,14126,1.20959804700, 0.504034006359E-16 - 1,0.823150000000
 N,14127,4.50931508500,-0.320000000000E-02 - 1,0.354500000000E-01
 N,14128,4.50931508500, -0.320000000000E-02 - 1,0.826350000000

!Suspensão frontal

TYPE,2
 REAL,2
 MAT,2

E,8272,14121
 E,8358,14122

!Suspensão traseira

TYPE,7
 REAL,7
 MAT,7

E,13401,14123
 E,10018,14124

!Pneu

TYPE,4
 REAL,4
 MAT,4

E,14121,14125
 E,14122,14126
 E,14123,14127
 E,14124,14128

!Massa não suspensa

TYPE,3
 REAL,3
 MAT,3

E,14121
 E,14122
 E,14123
 E,14124

!Nós para o motorista

N,14129,1.20959804700,0.179600000000 + 0.5,0.82315 !Nó 8543

!N,14129,1.20959804700, 0.504034006359E-16 + 0.5,0.823150000000 !Nó 8358

!Motorista

TYPE,6

REAL,6

MAT,6

E,8543,14129

!E,8358,14129

!Motorista

TYPE,5

REAL,5

MAT,5

E,14129

FINISH

/SOLU

ANTYPE,3 !Análise Harmônica

HROPT,FULL !Método de análise full

HARFRQ,0,80, !Faixa de frequência

NSUBST,160, !Número de substeps (número de pontos usados)

!Portanto espaçamento de harfrq/nsbst

KBC,1 !Amplitude Constante

!Amortecimento proporcional

ALPHAD,0.1765

BETAD,0.0023

!Restrições

D,8272,UX,0

D,8272,UZ,0

D,8358,UX,0

D,8358,UZ,0

D,13401,UX,0

D,13401,UZ,0

D,10018,UX,0
D,10018,UZ,0

D,14125,ALL,0
D,14126,ALL,0
D,14127,ALL,0
D,14128,ALL,0

D,14129,UX,0
D,14129,UZ,0

Forças harmonica (modificar)
K do pneu = 177 kN/m
 $x = 0.1\text{m}$
 $F = K \cdot x$
 $F = 17700$

F,8272,FY,-17700,0 !Força de 17700N para baixo e fase igual a zero
F,8358,FY,-17700,0

F,13401,FY,-17700,0
F,10018,FY,-17700,0

SOLVE
FINISH

/POST26 !Time History Postprocessor

ANEXO III: Código do ANSYS Análise Transiente

```
FINISH
/CLEAR
/FILNAM, Trabalho TCC
/title, Chassi Transiente Senoidal C-816 Beam189
/REPLOT
/PREP7

ET,1,BEAM189 !Tipo do elemento (Beam189 - viga 3D)

!Definindo perfil C

SECTYPE, 1, BEAM, CHAN
SECDATA,64.5e-3+6.4e-3,64.5e-3+6.4e-3,173.2e-3,6.4e-3,6.4e-3,6.4e-3

!SUSPENSÃO FRONTAL

ET,2,COMBIN14

!Massa não suspensa

ET,3,MASS21

!PNEU

ET,4,COMBIN14

!Motorista

ET,5,MASS21
ET,6,COMBIN14

!SUSPENSÃO TRASEIRA

ET,7,COMBIN14

!Real constantes

R,2,85000,, , !K da suspensão frontal

R,3,,,5000    !Massa não suspensa em Z
R,4,177000,, , !K do pneu

R,5,,,1000    !Massa do passageiro em Z
R,6,19620,, , !K do passageiro

R,7,250000,, , !K da suspensão traseira
```

!Propriedades do material

mp,ex,1,2.07e11	!módulo de young's para o material 1 [Pa]
mp,prxy,1,0.31	!coeficiente de Poisson para o material 1
mp,dens,1,7798	!densidade para o material 1 material [Kg/m³]

!Definindo os parâmetros

d = 0.1 !discretização da linha em elementos de tamanho 0.1

!Localização dos pontos (x,y,z)

k,1,	129e-3,0,0
k,2,	768e-3,0,0
k,3,	1208e-3,0,0
k,4,	2253e-3,0,0
k,5,	3294e-3,0,0
k,6,	3783e-3,0,0
k,7,	4508e-3,0,0
k,8,	5213e-3,0,0
k,9,	5868e-3,0,0
k,10,	6078e-3,0,0
k,11,	129e-3,865e-3,0
k,12,	768e-3,865e-3,0
k,13,	2253e-3,865e-3,0
k,14,	3294e-3,865e-3,0
k,15,	3783e-3,865e-3,0
k,16,	5213e-3,865e-3,0
k,17,	5868e-3,865e-3,0
k,18,	6078e-3,865e-3,0
k,19,	0,576.66e-3,0
k,20,	0,288.33e-3,0
k,21,	1208e-3,865e-3,0
k,22,	4508e-3,865e-3,0

! Definindo as linhas de conexão dos keypoints do perfil C

```

TYPE,1
SECNUM,1
REAL,1
MAT,1

```

```

l,1,2
l,2,3
l,3,4
l,4,5
l,5,6
l,6,7
l,7,8

```

I,8,9
I,9,10

I,1,20
I,20,19
I,19,11
I,11,12
I,12,21
I,21,13
I,13,14
I,14,15
I,15,22
I,22,16
I,16,17
I,17,18

I,2,12
I,4,13
I,5,14
I,6,15
I,8,16
I,9,17

!Geração da malha

lesize,all,d,,,1,,,1, !especifica o número de divisões por linha sem malha (tamanho do elemento ou tamanho da malha)

lmesh,all

!NÓS PARA SISTEMA SUSPENSÃO E PNEU

N,386,1208E-3,0,-0.5
N,387,1208E-3,865E-3,-0.5
N,388,4508E-3,865E-3,-0.5
N,389,4508E-3,0,-0.5

N,390,1208E-3,0,-1
N,391,1208E-3,865E-3,-1
N,392,4508E-3,865E-3,-1
N,393,4508E-3,0,-1

!Suspensão frontal

TYPE,2
REAL,2
MAT,2

E,16,386
E,168,387

!Suspensão traseira

TYPE,7
REAL,7
MAT,7

E,232,388
E,80,389

!Pneu

TYPE,4
REAL,4
MAT,4

E,386,390
E,387,391
E,388,392
E,389,393

!Massa não suspensa

TYPE,3
REAL,3
MAT,3

E,386
E,387
E,388
E,389

!Nós para o motorista

N,394,1208E-3,0,0.5

!Motorista

TYPE,6
REAL,6
MAT,6

E,16,394

!Motorista

TYPE,5
REAL,5
MAT,5

E,394

FINISH

/CONFIG, NRES, 5000 !Aumentar número máximo de iterações do ANSYS
(padrão = 1000)

/SOLU

ANTYPE,4 !Análise Transiente
TRNOPT,FULL !Método de solução FULL

AUTOTS,ON
DELTIM,0.001 !Passo da análise
OUTRES,ALL,ALL !Todos os itens da solução são armazenados para todo instante
de tempo

!Amortecimento proporcional

ALPHAD,0.1765
BETAD,0.0023

!Restrições

D,16,UX,0
D,16,UY,0

D,168,UX,0
D,168,UY,0

D,232,UX,0
D,232,UY,0

D,80,UX,0
D,80,UY,0

D,390,ALL,0
D,391,ALL,0
D,392,ALL,0
D,393,ALL,0

D,394,UX,0
D,394,UY,0

!Gráfico força frontal

!Forças senoidal no pneu dianteiro com período de 0.53s
!K do pneu = 177 kN/m
!x = 0.1m
!F = K*x
!F = 17700

!(Frequência de força = 1.89Hz e amplitude = 17700N)

*DIM,CARGA,TABLE,1000,1,1,TIME !(1000 pontos e passo 1e-3 => 1 segundo de análise)

PI = ACOS(-1)

*DO,CONTADOR,1,1000

TEMPO = (CONTADOR-1)*1E-3

CARGA(CONTADOR,0,1) = TEMPO

!CARGA(CONTADOR,1,1) = -17700*SIN(2*PI*1.89*TEMPO)

CARGA(CONTADOR,1,1) = -17700*SIN(2*PI*0.9*5.819*TEMPO)

*ENDDO

!*VPLOT,CARGA(1,0),CARGA(1,1)

F,16,FZ,%CARGA%

F,168,FZ,%CARGA%

TIME,0.001 !Tempo do fim do primeiro loadstep (x1) [t1]

LSWRITE !escreve como arquivo

!Deletando as forças

FDELE,16,ALL

FDELE,168,ALL

TIME,0.192 !(x4) [t2]

LSWRITE

!Gráfico força traseira

!Forças senoidal no pneu dianteiro com período de 0.53s

!K do pneu = 177 kN/m

!x = 0.1m

!F = K*x

!F = 17700

!(Frequência de força = 1.89Hz e amplitude = 17700N)

*DIM,CARGA2,TABLE,1000,1,1,TIME !(1000 pontos e passo 1e-3 => 1 segundo de análise)

PI = ACOS(-1)

*DO,CONTADOR,1,1000

TEMPO = (CONTADOR-1)*1E-3

CARGA2(CONTADOR,0,1) = TEMPO

!CARGA2(CONTADOR,1,1) = -17700*SIN(2*PI*1.89*TEMPO)

CARGA2(CONTADOR,1,1) = -17700*SIN(2*PI*0.9*5.819*TEMPO)

*ENDDO

!*VPLOT,CARGA2(1,0),CARGA2(1,1)

```
F,80,FZ,%CARGA2%  
F,232,FZ,%CARGA2%
```

```
TIME,0.672 !indica que o instante de tempo ao fim do segundo loadstep é  
!0,003s (x6) [t3]  
LSWRITE !escreve o loadstep para o arquivo
```

```
!Deletando as forças
```

```
FDELE,232,ALL  
FDELE,80,ALL
```

```
TIME,0.863 !(x8) [t4]  
LSWRITE
```

```
TIME,10 !resposta será obtida até 30s (ultimo ponto da força) (x9) [t5]  
LSWRITE
```

```
LSSOLVE,1,5,1 !Resolve do loadstep 1 ao 9 com passo de 1
```

```
FINISH
```

```
/POST26 !Time History Postprocessor
```